

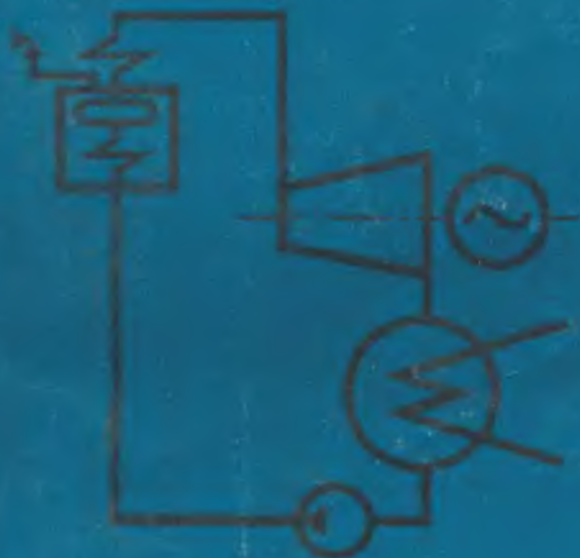
VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

М. И. Щенетильников
В. И. Хлопушин

СБОРНИК ЗАДАЧ по курсу ТЭС

Для студентов вузов



М. И. ЩЕПЕТИЛЬНИКОВ
В. И. ХЛОПУШИН

СБОРНИК ЗАДАЧ по курсу ТЭС

Допущено Министерством высшего и
среднего специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов теплоэнергетических
специальностей вузов



МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1983

ББК 31.37

Щ56

УДК 621.311.22(075.8)

Рецензенты: Змачинский А. В., кафедры тепловых электрических станций Московского энергетического и Саратовского политехнического институтов

Щепетильников М. И., Хлопушин В. И.

Щ56 Сборник задач по курсу ТЭС: Учеб. пособие для вузов.—М.: Энергоатомиздат, 1983.—176 с., ил. 35 к.

Книга соответствует программе курса «Тепловые электрические станции» и охватывает все разделы учебной программы. Большинство задач книги снабжено подробными решениями. Особое внимание уделено задачам, связанным с вопросами маневренности оборудования и оптимизации его режимов.

Книга рассчитана на студентов технических вузов и представляет интерес для инженеров-эксплуатационников тепловых электростанций.

2303030000-461
Щ 051(01)-83—16-83

ББК 31.37
6П2.22

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее пособие предназначено для студентов энергетических и политехнических вузов при изучении ими соответствующих разделов программ по курсам «Тепловые электрические станции (ТЭС)», «Режимы работы и эксплуатация ТЭС», читаемых по специальностям энергетического профиля. Пособие будет полезно и инженерам, работающим на электростанциях.

Для студентов специальности 0305 в процессе обучения важно приобрести навыки инженерного расчета и анализа тепловых схем как при проработке вариантов проектных решений, так и в условиях эксплуатации оборудования ТЭС. Этому способствует подбор задач, имеющих практическое значение. В книге даны ссылки на источники и для значительной части задач приведены решения, чтобы студенты или инженеры могли подробно ознакомиться с реальными предположениями, оценить возможность появления их в других условиях и использования методики приведенных решений.

Книга построена по принципу последовательного накопления и закрепления знаний в соответствии с логикой изложения предмета по мере прохождения курса. Наряду с типовыми задачами и методами решений, предлагаемыми на лекциях, в книге приведены задачи и методы решений, рассчитанные на интерес студентов к вопросам, выходящим за рамки программ некоторых вузов. Поэтому там, где это необходимо, к разделам глав или отдельным задачам предпосланы введения, содержащие основные понятия, формулы и указания к их применению, даны ссылки на литературу. Имеется в виду использование таких методов решения при выполнении студентами учебно-исследовательских и научных работ. Из методологических требований к соблюдению корректности при расчетах (исследованиях) решения некоторых задач приведены двумя различными методами (гл. 2). Выбор нестандартных приемов решения задач при рассмотрении влияния отклонения параметров от номинальных (гл. 7) оправдывается их наглядностью на основе термодинамической трактовки и реальностью результатов при их сопоставлении с данными испытаний оборудования.

Авторы ставили целью сделать книгу пригодной не только для студентов очного обучения, но и для заочного, а также для инженеров электростанций, которым, естественно, интереснее и полезнее иметь подробные решения.

Учитывая важность вопросов экономии топлива, авторы кроме чисто учебных целей руководствовались принципом приближения численных примеров к реальным условиям современной энергетики, к изысканию путей рационализации, использования передового опыта, к правильной оценке эффективности проводимых мероприятий или ущерба при нарушении нормальных схем или отклонениях параметров.

Объем книги не позволил рассмотреть в ней задачи по вспомогательному оборудованию котлов и ряд других вопросов работы ТЭС.

Главы 1, 2, 5—7 написаны М. И. Щепетильниковым, гл. 3 подготовлена В. И. Хлопушиным, гл. 4 написана авторами совместно.

Авторы выражают глубокую благодарность кафедрам тепловых электрических станций Московского энергетического и Саратовского политехнического институтов за рецензирование рукописи и ценные замечания, позволившие завершить работу над книгой.

Замечания и предложения по книге авторы с благодарностью примут, и их следует направлять по адресу: 113114, Москва М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

ТЕПЛОВАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС

1.1. Цикл Ренкина и его показатели. Комбинированная выработка электроэнергии и теплоты

Задача 1.1. Определить термический КПД цикла Ренкина при нормальных параметрах $p_0=12,7$ МПа, $t_0=560^\circ\text{C}$ и давлении в конденсаторе $p_K=3,4$ кПа (рис. 1.1).

Решение. Термический КПД цикла Ренкина выражается [44] формулой

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{i_0 - i_{ка} - h_{п.н.а}}{i_0 - i_{в.к} - h_{п.н.а}}, \quad (1.1)$$

где $i_{ка}$ — энтальпия пара, поступающего в конденсатор; $i_{в.к}$ — энтальпия конденсата при давлении p_K и отсутствии переохлаждения; $h_{п.н.а}$ — работа, затраченная на повышение давления воды при адиабатном процессе в расчете на 1 кг.

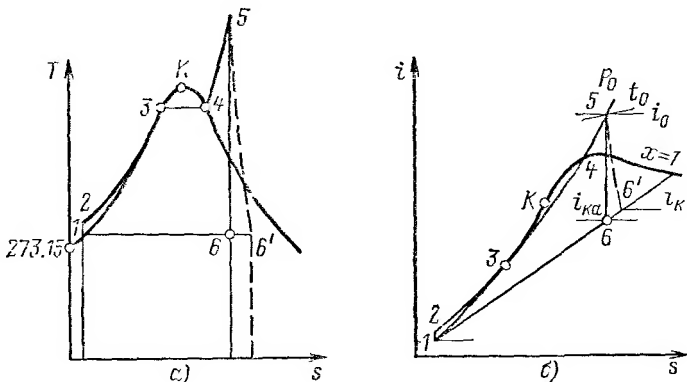


Рис. 1.1. Изображение цикла Ренкина в диаграммах T, s и i, s (к задаче 1.1)

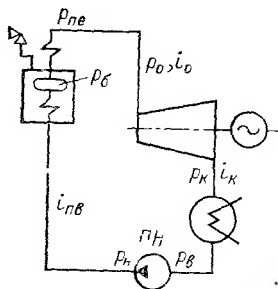


Рис. 1.2. К задаче 1.2

Повышение давления в насосе $p_н - p_в = 12,7 - 0,0034 \approx 12,7$ МПа, следовательно, $h_{п.в.а} = 1,0 \cdot 12,7 = 12,7$ кДж/кг; на эту величину в данном случае повышается энтальпия воды в питательном насосе. Здесь $p_в$ — давление всасывания (перед питательным насосом).

Изоэнтальпное повышение энтальпии воды в насосе рассчитывается [44] по формуле

$$h_{п.в.а} = (p_н - p_в) \bar{v} \cdot 10^3, \quad (1.2)$$

где $\bar{v}$ — средний удельный объем воды, м³/кг ($\bar{v} \approx v_в$).

По [9] $p_к = 3,4$ кПа, $v = 0,001$ м³/кг и $h_{п.в.а} = 12,7 \cdot 0,001 \cdot 10^3 = 12,7$ кДж/кг, т. е. те же, что и по графику.

Подставляя известные данные в (1.1), получим:

$$\eta_{th} = \frac{3499 - 1990 - 12,7}{3499 - 109,8 - 12,7} = 0,44315$$

и без учета питательного насоса

$$\eta_t = \frac{3499 - 1990}{3499 - 109,8} = 0,44524.$$

Задача 1.2. Определить внутренний абсолютный КПД турбоустановки, работающей по циклу Ренкина при тех же начальных параметрах, как и в задаче 1.1, приняв $\eta_{oi} = 0,8$ и повышение давления воды в питательном насосе $p_н - p_в = 18$ МПа. Адиабатный (гидравлический) коэффициент насоса $\eta_{а.н}$ принять равным 0,75. Схема приведена на рис. 1.2.

Решение. Внутренний абсолютный КПД

$$\eta'_{ti} = \frac{i_0 - i_k - h_{п.н}}{i_0 - i_{в.к} - h_{п.н}}. \quad (1.3)$$

Находим i_k и $h_{п.н}$:

$$i_k = i_0 - \eta_{oi}(i_0 - i_{ка}) = 3499 - 0,8 \cdot 1509 = 2291,8 \text{ кДж/кг.}$$

Работа насоса с учетом внутренних потерь при $t_k=26,2^\circ\text{C}$.

$$h_{\text{н.н}} = \frac{\Delta p \delta h}{\eta_{\text{а.н}}} = \frac{18 \cdot 1}{0,75} = 24 \text{ кДж/кг.}$$

Подставляя известные данные в (1.3), получим:

$$\eta'_i = \frac{3499 - 2291,8 - 24,0}{3499 - 109,8 - 24,0} = 0,35160,$$

то же без учета питательного насоса

$$\eta_i = \frac{3499 - 2291,8}{3499 - 109,8} = 0,35619. \quad (1.4)$$

Проверяем найденное значение η_i , пользуясь значением η_i из задачи 1.1,

$$\eta_i = 0,44524 \cdot 0,8 = 0,35619.$$

Для оценки эффективности цикла в специальной литературе обычно пользуются выражением (1.4), отдельно учитывая затраты работы на привод питательных и других насосов.

Задача 1.3. Определить внутренний абсолютный КПД турбоустановки, работающей по циклу Ренкина, при начальных параметрах 8,8 МПа, 500°C и $p_k=3,4$ кПа. Принять $\eta_{oi}=0,8$. Сопоставить КПД турбоустановок по задаче 1.2 и 1.3; определить относительное приращение КПД турбоустановок при увеличении начальных параметров. Влияние питательного насоса не учитывать.

Указание. По [9], с помощью таблиц и i , s -диаграммы находятся $i_0=3389,8$ кДж/кг; $i_{\text{ка}}=1994$ кДж/кг; $i_{\text{в.к}}=109,8$ кДж/кг.

Определяются $H_a=i_0-i_{\text{ка}}$; $H_i=H_a\eta_{oi}$; $i_k=i_0-H_i$.

$$\text{О т в е т. } \eta_i = \frac{H_i}{i_0 - i_{\text{в.к}}} = 0,34049.$$

Полученное значение η_i меньше, чем в задаче 1.1, следовательно, повышение параметров от $p_0=8,8$ МПа и $t_0=500^\circ\text{C}$ до $p_0=12,7$ МПа и $t_0=560^\circ\text{C}$ приводит к повышению тепловой экономичности на

$$100 \frac{\Delta \eta_i}{\eta_i} = 100 \frac{0,35619 - 0,34049}{0,34049} = 4,6\%$$

з учета влияния питательного насоса.

Задача 1.4. Решить задачу 1.3 с учетом влияния питательного насоса.

Принять повышение давления воды в насосе $p_{\text{н}}-p_{\text{в}} \sim 13$ МПа; $\eta_{\text{а.н}}=0,75$.

Указание. Пользуясь данными задачи 1.1, получим:

$$h_{\text{п.н}}=13 \cdot 1,0/0,75=17,3 \text{ кДж/кг.}$$

$$\text{О т в е т. } \eta'_i = \frac{H_i - h_{\text{п.н}}}{i_0 - i_{\text{в.к}} - h_{\text{п.н}}} = 0,33693.$$

Сопоставляя со значениями η_i в задаче 1.3, определим изменение экономичности цикла с учетом влияния питательного насоса при повышении параметров пара от $p_0=8,8$ МПа, $t_0=500^\circ\text{C}$ до $p_0=12,7$ МПа и $t_0=560^\circ\text{C}$:

$$100 \frac{\Delta \eta'_i}{\eta'_i} = 100 \frac{0,35160 - 0,33693}{0,33693} = 4,35\%.$$

Влияние питательного насоса снижает прирост экономичности от повышения параметров в рассмотренном случае на $\frac{4,6 - 4,35}{4,35} 100 = 5,7\%$, относительных без учета влияния изменения влажности пара.

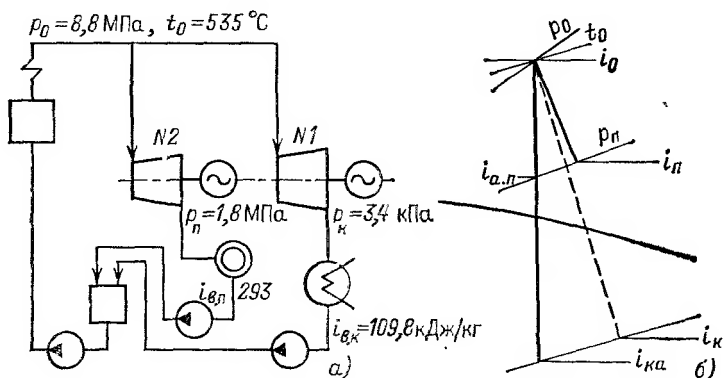


Рис. 1.3. К задаче 1.5

Задача 1.5. На ТЭЦ установлены две турбины, одна (№ 1, $N_{\text{эл}} = 100$ МВт) конденсационная, работающая по циклу Ренкина при $p_0 = 8,8$ МПа, $t_0 = 535^\circ\text{C}$, $p_k = 3,4$ кПа; другая (№ 2) — при тех же начальных параметрах с противодавлением $p_n = 1,8$ МПа и с отпуском пара 70 кг/с (252 т/ч). Внутренний относительный КПД турбины № 1 $\eta'_{\text{от}} = 0,82$; для турбины с противодавлением $\eta'_{\text{от}} = 0,75$ (рис. 1.3).

Определить: 1. Количество теплоты, отпускаемой внешним потребителям, принимая, что конденсат от потребителей возвращается полностью с температурой 70°C ($i_{\text{в.п}} = 293$ кДж/кг).

2. Мощность турбины с противодавлением.

3. Суммарную мощность и часовую выработку электроэнергии при полной нагрузке турбин № 1 и № 2.

4. Полный часовой расход топлива на ТЭЦ.

5. Удельный расход топлива на выработанный 1 кВт·ч при разделении расходов на тепловое потребление и электроэнергию по методике Минэнерго СССР.

Принять для турбин № 1 и 2 $\eta_{\text{ч}}=0,995$; $\eta_{\text{г}}=0,99$; КПД котельной установки $\eta_{\text{к.з}}=0,90$; КПД теплового потока $\eta_{\text{т.п}}=0,98$.

Решение. По [9] находим $i_0=3480$ кДж/кг, $i_{\text{а.к}}=2235$ кДж/кг, $i_{\text{а.п}}=3015$ кДж/кг, $i_{\text{в.к}}=109,8$ кДж/кг.

Использованный теплоперепад:

в турбине № 1

$$H_1=(3480-2235)0,82=1021 \text{ кДж/кг};$$

в турбине № 2

$$H_{1\text{п}}=(3480-3015)0,75=348,7 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия пара в выхлопе турбины № 2

$$i_{\text{п}}=3480-348,7=3131,3 \text{ кДж/кг}.$$

Удельный часовой расход пара для турбины № 1

$$d_{\text{э}} = \frac{3600}{H_1 \eta_{\text{г}} \eta_{\text{ч}}} = \frac{3600}{1021 \cdot 0,995 \cdot 0,99} = 3,58 \text{ кг/(кВт·ч)}. \quad (1.5)$$

Удельный расход теплоты на единицу выработанной электроэнергии

$$q_{\text{э разд}} = \frac{(i_0 - i_{\text{в.к}})}{H_1 \eta_{\text{г}} \eta_{\text{ч}}} = \frac{(3480 - 109,8)}{1021 \cdot 0,995 \cdot 0,99} = 3,351 \left(12\,888 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт·ч}} \right).$$

Полный расход пара на турбину № 1

$$D_0 = 100\,000 \cdot 3,58 \cdot 10^{-3} = 358 \text{ т/ч} = (99,44 \text{ кг/с}).$$

Мощность турбины № 2

$$N_{\text{э2}} = 70 \cdot 348,7 \cdot 0,995 \cdot 0,99 = 24000 \text{ кВт}.$$

Суммарная электрическая нагрузка ТЭЦ $N_{\text{э1}} + N_{\text{э2}} = 124\,000$ кВт и часовая выработка электроэнергии $\mathcal{E} = 124\,000$ кВт·ч.

Тепловая мощность потока свежего пара на две турбоустановки

$$Q_{\Sigma} = 99,44(3480 - 169,8) + 70(3480 - 293) = 558\,223 \text{ кВт}.$$

Тепловая мощность, отданная потребителям

$$Q_{\text{п}} = 70(3131,3 - 293) = 198\,681 \text{ кВт}.$$

Тепловая мощность на выработку электроэнергии

$$Q_{\text{э}} = Q_{\Sigma} - Q_{\text{п}} = 558\,223 - 198\,681 = 359\,542 \text{ кВт}.$$

Удельный расход теплоты при комбинированной выработке

$$q_{\text{э комб}} = \frac{359\,542}{124\,000} \approx 2,9.$$

Удельный часовой расход условного топлива на 1 кВт·ч при комбинированной выработке

$$b_9^{\text{комб}} = \frac{q_9^{\text{комб}} 3600}{\eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{т.п}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \frac{2,9 \cdot 3600}{0,9 \cdot 0,98 \cdot 29\,300} = 0,404 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

Удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку

$$b_{\text{э.т}} = \frac{3600}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{т.п}} 29\,300} = \frac{0,1229}{0,995 \cdot 0,99 \cdot 0,9 \cdot 0,98} = 0,1418 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

Внутренний абсолютный КПД конденсационной турбины

$$\eta_i = \frac{H_i}{i_0 - i_{\text{в.к}}} = \frac{1021}{3480 - 109,8} = 0,30295.$$

Удельный расход условного топлива на конденсационную выработку

$$b_{\text{э.к}} = \frac{0,1229}{0,30 \cdot 0,95 \cdot 0,995 \cdot 0,99 \cdot 0,9 \cdot 0,98} = 0,467 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

Задача 1.6. Для условий задачи 1.5 определить: расход топлива на ТЭЦ при остановленной на ремонт турбине № 2 и покрытии электрической нагрузки от конденсационной турбины энергосистемы при удельном расходе топлива 0,467 кг/(кВт·ч), как и для турбины № 1. Принять, что отпуск теплоты производится от котлов ТЭЦ через РОУ. Рассчитать перерасход топлива при раздельной выработке электроэнергии и теплоты.

У к а з а н и е. Часовой расход топлива на ТЭЦ при остановленной турбине № 2 составит:

$$B = B_{\text{к}} + B_{\text{п}} = \Delta_{\text{к}} b_{\text{э.к}} + \frac{Q_{\text{п}} 3600 \cdot 10^{-3}}{\eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{т.п}} 29\,300}.$$

Расход топлива на замещающей электростанции энергосистемы возрастает на

$$\Delta B_{\text{зам}} = N_{\text{э2}} b_{\text{э.к}}.$$

О т в е т. $B=74,4$ т/ч; $\Delta B_{\text{зам}}=11,2$ т/ч.

Полный расход топлива при раздельной выработке будет равен:

$$B_{\Sigma}^{\text{разд}} = 74,4 + 11,2 = 85,6 \text{ т/ч}.$$

То же при комбинированной выработке (исходная схема):

$$B_{\Sigma}^{\text{комб}} = \frac{Q_{\Sigma} 3600 \cdot 10^{-3}}{\eta_{\text{к.в}} \cdot \eta_{\text{т.п}} 29\,300} = 77,8 \text{ т/ч}.$$

Перерасход топлива в энергосистеме и на ТЭЦ в период ремонта турбины № 2 определяется

$$\Delta B = 85,6 - 77,8 = 7,8 \text{ т/ч}.$$

Задача 1.7. Для повышения экономичности турбоустановки, рассмотренной в задаче 1.5, осуществлено повышение энтальпии конденсата турбины № 1 до $i_{в.п}$ путем подогрева его паром из выхлопа турбины № 2 (рис. 1.4).

Определить эффективность этого мероприятия. Привести решение в аналитической форме и решить численный пример, пользуясь данными задачи 1.5.

У к а з а н и е. Дополнительный расход пара из турбины № 2 определяется из теплового баланса подогревателя конденсата

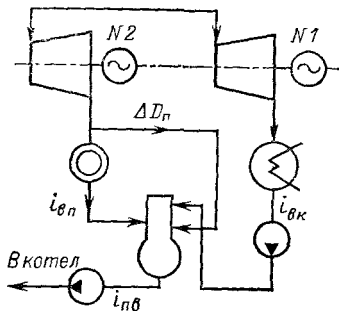


Рис. 1.4. К задаче 1.7

$$\Delta D_{п} = D_{к} \frac{t_{в.п} - \Delta i_{в.п}}{t_{п} - t_{в.п}} = D_{к} \frac{\Delta i_{в.п}}{i_{п} - i_{в.п}}.$$

Приращение мощности турбины № 2 составит:

$$\Delta N = \Delta D_{п} (i_0 - i_{п}) \eta_{м} \eta_{г}.$$

Приращение расхода теплоты в свежем паре равно приращению внутренней мощности турбины № 2:

$$\Delta Q_0 = \Delta D_{п} (i_0 - i_{п}).$$

Это вытекает из следующего: так как расход пара в конденсатор, а следовательно, и отвод теплоты с охлаждающей водой остаются неизменными, как и отпуск теплоты внешним потребителям, то дополнительный подвод теплоты в котле к пару определяется дополнительной внутренней мощностью. Таким образом, осуществлен как бы дополнительный отпуск теплоты от турбин, потребляемой внутри электростанции.

Удельный расход теплоты на дополнительную мощность

$$q_{\Delta} = \frac{\Delta Q_0}{\Delta N} = \eta_{м} \eta_{г} \quad (1.6)$$

получается таким же, как и при отпуске теплоты внешним потребителям.

Если поставить условие, что мощность установки не должна изменяться, то получим выигрыш в расходе теплоты в свежем паре:

$$(\Delta Q_0)_N = \Delta N (q_{э.л} - q_{э.т}) \quad (1.7)$$

и экономию топлива:

$$\Delta B = \Delta \mathcal{E} (b_{э.к} - b_{э.т}), \quad (1.8)$$

где $\Delta \mathcal{E}$ — дополнительная выработка электроэнергии, кВт·ч.

О т в е т. Для численного примера по данным задачи 1.5 получается $\Delta D_{п} = 6,418$ кг/с, $\Delta N_2 = 2204$ кВт.

Уменьшение расхода топлива при $N_a = \text{const}$ по (1.8) составит $\Delta B = 714,1$ кг/ч и снижение удельного расхода топлива на 1 кВт·ч

$$\Delta b^* = 5,79 \text{ г'/(кВт·ч)}.$$

Вывод. Подогрев конденсата турбины частично отработавшим паром приводит к существенной экономии топлива даже при относительно малом подогреве.

Задача 1.8. Определить приращение мощности турбины с противодавлением (по задаче 1.5) при повышении η_{oi} с 75 до 77% при мощности теплового потребления $Q_n = 198\,681$ кВт, как и в задаче 1.5.

Указание. Приращение использованного теплоперепада

$$\Delta H = \Delta \eta_{oi} H_i.$$

Новое значение энтальпии пара в выхлопе

$$i'_n = i_n - \Delta H.$$

Расход пара, отпускаемого потребителям, возрастет:

$$\Delta D_n = \frac{Q_n}{i'_n - i_{d,n}} - \frac{Q_n}{i_n - i_{d,n}} = \frac{Q_n \Delta H}{(i'_n - i_{d,n})(i_n - i_{d,n})} = \frac{D_n \Delta H}{i'_n - i_{d,n}}.$$

Приращение мощности турбины № 2 составит:

$$\Delta N_2 = D_n \Delta H + \Delta D_n (H + \Delta H). \quad (1.9)$$

Ответ. $\Delta N_2 = 733,3$ кВт, т. е. $\sim 3\%$ от мощности турбины.

Следует обратить внимание на то, что эффективность повышения η_{oi} для турбины с противодавлением заметно возрастает с увеличением расхода пара.

1.2. Энергетические характеристики турбоагрегата

Паровая энергетическая характеристика турбоагрегата приближенно может быть выражена линейным уравнением:

$$D_0 = x d_0 N_{н.э} + (1-x) d_0 N_a, \quad (1.10)$$

где d_0 — удельный часовой расход пара при номинальной мощности, кг/(кВт·ч), определяемый по (1.5); x — коэффициент условного расхода холостого хода, выражающий расход пара на холостой ход, как долю от полного расхода при номинальной нагрузке,

$$x = \frac{D_{х.х}}{d_0 N_{н.э}}, \quad (1.11)$$

где $N_{н.э}$ — расчетное (номинальное) значение мощности на зажиме генератора, кВт; N_a — текущее значение электрической нагрузки, замкнутой на зажимах генератора, кВт.

Тепловой энергетической характеристикой называют зависимость расхода теплоты на турбину от электрической нагрузки генератора и тепловой нагрузки регулируемых отборов пара.

На основе паровой характеристики можно получить тепловую энергетическую характеристику в виде

$$Q_0 = x' q_{э.н} N_{э.н} + (1 - x') q_{э.н} N_э, \quad (1.12)$$

здесь x' — коэффициент условного расхода холостого хода, выражающий тепловую мощность на холостой ход как долю от тепловой мощности при номинальной нагрузке,

$$x' = \frac{Q_{х.х}}{q_{э.н} N_{э.н}}, \quad (1.13)$$

где $q_{э.н}$ — удельный расход теплоты при номинальной нагрузке агрегата для цикла Ренкина:

$$q_{э.н} = d_э (i_0 - i_{к.в}) \frac{1}{3600} = \frac{i_0 - i_{к.в}}{H_i \eta_i \eta_c}, \quad (1.14)$$

Для турбины с промперегревом

$$q_{э.н} = d_э (i_0 + v \Delta i^{пр} - i_{п.в}) \frac{1}{3600} = \frac{i_0 + v \Delta i^{пр} - i_{п.в}}{H_i \eta_i \eta_c}, \quad (1.15)$$

где v — доля расхода пара, направляемого на промперегрев; $\Delta i^{пр}$ — повышение энтальпии пара в промперегревателе.

Удельный расход теплоты выражается в единицах СИ безразмерной величиной.

Текущий удельный расход теплоты выражается так:

$$q_э = \frac{Q_0}{N_э} = \left[\left(\frac{N_{э.н}}{N_э} - 1 \right) x' + 1 \right] q_{э.н}. \quad (1.16)$$

При частичной нагрузке $N_{э.н}/N_э > 1$ и удельный расход теплоты будет возрастать по мере снижения текущей нагрузки турбины (рис. 1.4). Удельный расход теплоты зависит от совершенства агрегата, которое отражается в значении как $q_{э.н}$, так и x' .

Здесь подчеркнуто, что $N_{э.н}$ и $N_э$ — мощности, замеряемые на зажимах генератора. Для турбоустановок, в которых привод питательных (ПН), конденсатных (КН), циркуляционных и других насосов осуществляется от электродвигателей, $N_{э.н}$ и $N_э$ соответствуют понятию выработанной мощности.

Для турбоустановок, в которых для привода питательных насосов применяются приводные турбины, под выработанной мощностью понимается сумма мощности на зажимах гене-

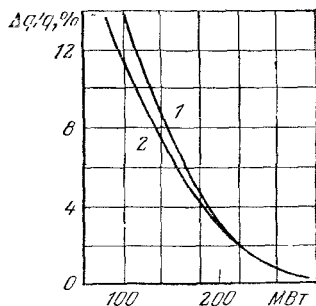


Рис. 1.5. Повышение удельного расхода теплоты, %, при частичной нагрузке:

1 — при постоянном p_0 ; 2 — при скользящем давлении p_0

ратора и эффективной мощности питательного насоса:

$$N_{\text{выр}} = N_{\text{э}} + N_{\text{П.Т.Н.}}$$

Задача 1.9. По гарантиям завода-изготовителя для турбины К-300-240, работающей по регенеративному циклу, удельные расходы теплоты брутто составляют: при номинальной нагрузке 300 МВт $q_{\text{э.н}} = 2,14$, при нагрузке 200 МВт $q_{\text{э.н}} = 2,21$ [53]. Определить коэффициент x' .

Указание. Использовать (1.16).

Ответ. $x' = 0,0654$.

Задача 1.10. Оценить приближенно ожидаемый удельный расход теплоты для турбоустановки К-300-240 при нагрузке $N_{\text{э}} = 100$ МВт, принимая по данным задачи 1.9 $x' = 0,0654$ и $q_{\text{э.н}} = 2,14$.

Ответ. $q_{\text{э}} = 2,42$, т. е. удельный расход теплоты брутто возрастает на

$$100 \frac{\Delta q}{q_{\text{э.н}}} = 100 \frac{2,42 - 2,14}{2,14} = 13,1\%.$$

Этот результат близок к опытным данным, приведенным в [13] и здесь на рис. 1.5 при неизменном давлении свежего пара.

Задача 1.11. Применительно к турбине К-300-240 представить уравнение (1.12) в виде более простой формулы вида

$$Q_0 = A + bN_{\text{э}}. \quad (1.17)$$

Решение. Подставляя в (1.12) значения $q_{\text{э.н}} = 2,14$ и $x' = 0,0654$, получим искомое выражение для расхода теплоты брутто

$$Q_0 = 0,0654 \cdot 2,14 \cdot 300 + 0,9346 \cdot 2,14 N_{\text{э}} = 42 + 2N_{\text{э}}. \quad (1.18)$$

В [27] при расчете Q_0 для турбины К-300-240 рекомендована формула

$$Q_0 = 50 + 1,967N_{\text{э}}. \quad (1.19)$$

Для оценки идентичности формул (1.18) и (1.19) в табл. 1.1 приведено сопоставление значений Q_0 при разных $N_{\text{э}}$.

Таблица 1.1. Сопоставление значений Q_0 , рассчитанных по формулам (1.18) и (1.19)

$N_{\text{э}}, \text{ МВт}$	100	150	200	250	300
Q_0 по (1.18)	242	342	442	542	642
по (1.19)	246,7	345	443,2	542	640,1
Невязка, %	1,9	0,9	0,3	0,0	-0,3

В области практически встречающихся нагрузок результаты достаточно близки. Формулы (1.18), (1.19) справедливы для режимов с постоянным давлением свежего пара. При скользящем p_0 относительное снижение экономичности показано на рис. 1.5.

Подробные энергетические характеристики турбоустановок опубликованы СПО Союзтехэнерго по результатам испытаний. Для некоторых теплофикационных турбин расчетные формулы для Q_0 приведены в табл. 8п (приложение) [69].

1.3. Регенеративный подогрев питательной воды. Теоретические основы

В задаче 1.7 показано, что подогрев питательной воды паром, частично отработавшим в турбине, приводит к повышению тепловой экономичности турбоустановки. Такой способ усовершенствования тепловой схемы называется регенеративным подогревом питательной воды, а цикл с подогревом питательной воды отбираемым из турбины паром называется регенеративным циклом.

Понятие о регенеративном цикле рассматривается в курсах термодинамики [8]. Это понятие впервые введено в 1871 г. И. А. Вышнеградским, профессором Петербургского технологического института.

И. А. Вышнеградский при рассмотрении цикла Карно отмечал трудности и неудобства реализации цикла Карно и далее указывал на возможность замены адиабатных линий 1—2, 3—4 цикла Карно (рис. 1.6,а) линиями других процессов, удовлетворяющих условиям осуществления цикла и требованиям достижения высокой экономичности (рис. 1.6,б).

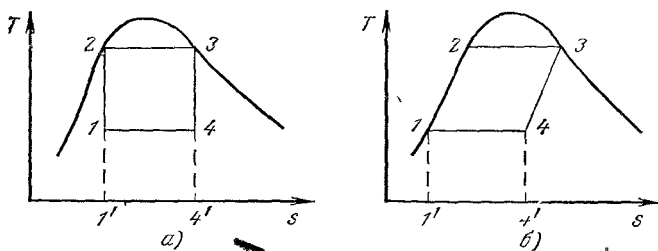


Рис. 1.6. Изображение цикла Карно и «обобщенного цикла Карно»

И. А. Вышнеградский положил начало развитию теории регенеративного подогрева питательной воды [62]. В работах, вышедших в более позднее время как в курсах термодинамики, так и в специальных курсах ТЭС, отдается предпочтение теоретическому обоснованию применения регенеративного цикла. В [24] и [10] дано решение об оптимальной разбивке подогрева питательной воды по равенству приращения энтропии воды в ступенях подогрева. Показаны особенности разбивки подогрева питательной воды в схеме с промежуточным перегревом. Здесь приводятся несколько задач, относящихся к теорети-

ческому циклу, который в [24] назван также циклом с теплообменом (рис. 1.7).

Задача 1.12. Рассчитать эффективность перехода от цикла Ренкина к осуществлению цикла с теплообменом в области влажного пара (см. рис. 1.6) при $p_0=2$ МПа, $p_k=4$ кПа.

Решение. По [9] находим $T_0=485,4$ К, $T_k=302$ К, $i_0=2797,9$ кДж/кг, $s_0=6,3281$ кДж/(кг·К), $i_{в.к}=121,4$ кДж/кг, $s_{в.к}=0,3224$ кДж/(кг·К).

Количество подведенной теплоты в цикле Ренкина (без учета питательного насоса)

$$q_0=i_0-i_{в.к}=2797,9-121,4=2676,5 \text{ кДж/кг.}$$

Количество отведенной теплоты

$$q_k=i_k-i_{в.к}=(s_0-s_{в.к})T_k=(6,3281-0,4224)302=1783,5 \text{ кДж/кг.}$$

КПД цикла (без учета питательного насоса)

$$\eta_{t(P)} = \frac{q_0 - q_k}{q_0} = \frac{2676,5 - 1783,5}{2676,5} = 0,3336.$$

КПД цикла Карно

$$\eta_{t(K)} = \frac{T_0 - T_k}{T_0} = \frac{485,4 - 302}{485,4} = 0,3778.$$

Относительное приращение КПД

$$100 \frac{\Delta \eta}{\eta_{t(P)}} = 100 \frac{0,3778 - 0,3336}{0,3336} = 13,25\%.$$

Осуществление цикла с теплообменом, когда линия процесса расширения эквивалентна изобаре подвода теплоты к питательной воде, носит название карнотизации цикла Ренкина.

Задача 1.13. Рассчитать эффект от карнотизации цикла Ренкина при $p_0=13$ МПа, $p_k=3,7$ кПа, $\eta_o=1,0$.

О т в е т. КПД цикла Ренкина $\eta_{t(P)}=0,40868$.

КПД цикла Карно $\eta_{t(K)}=0,50447$.

Относительное приращение КПД

$$100 \frac{\eta_{t(K)} - \eta_{t(P)}}{\eta_{t(K)}} = 23,4\%.$$

Задача 1.14. Для реализации теоретического цикла с теплообменом установлено три подогревателя, в которые вводится весь поток пара (рис. 1.7,а). Параметры цикла — по данным задачи 1.13. Приращение температуры в каждом подогревателе одинаково и составляет долю, равную $\frac{1}{n+1}$ от разности температуры воды в котле и за конденсатором (T_0-T_k).

Определить. В какой мере достигается приближение к КПД цикла Карно. При расчете учесть влияние изменения теплоемкости воды. Влиянием недогрева в теплообменниках пренебречь. Процесс расширения пара приведен на рис. 1.7,б.

О т в е т. $\eta_i = \frac{i_0 - i_{п.в} - T_K(s_K - s_{в.к})}{i_0 - i_{п.в}} = 0,4578. \quad (1.20)$

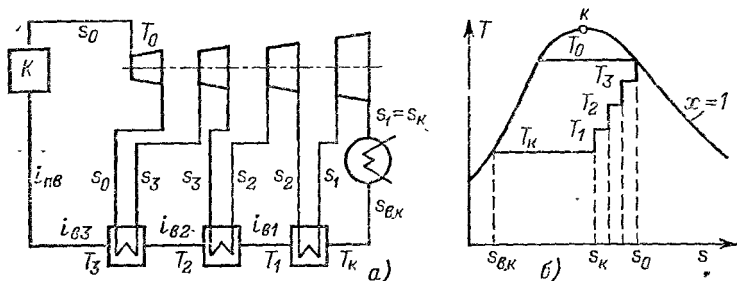


Рис. 1.7. Изображение регенеративной схемы с постоянным расходом пара в проточной части (1.7,а), реализующей теоретический регенеративный цикл (1.7,б)

Относительное приближение к КПД цикла Карно в сравнении с циклом Ренкина

$$100 \frac{(\eta_K - \eta_i) \cdot \eta_K}{(\eta_K - \eta_P) / \eta_K} = 100 \frac{0,50447 - 0,45835}{0,50447 - 0,40868} = 48,1\%. \quad (1.21)$$

Задача 1.15. Для цикла с теплообменом записать выражение работы 1 кг пара в виде работы этого пара в цикле Ренкина, уменьшенной за счет влияния отвода теплоты на подогрев воды.

О т в е т.

$$\eta_{q0} = q_0 - q_K = i_0 - i_K - \sum_1^n \left(1 - \frac{T_K}{T_j}\right) \Delta i_{в.} \quad (1.22)$$

Задача 1.16. В проточной части турбины высока влажность пара, особенно в последних ступенях. Оказалось, что без снижения экономичности можно обеспечить допустимую влажность пара в проточной части, если отводить в теплообменник не весь поток пара, а лишь часть, необходимую для подогрева воды за счет теплоты испарения этого пара. Образующийся конденсат пара (дренаж) насосом подается в питательную линию (рис. 1.8).

Требуется показать, что цикл, изображенный на рис. 1.8, имеет КПД ниже, чем соответствующий ему теоретический цикл. Принять $\eta_{0,1} = 1,0$. Влияние недогрева не учитывать.

У к а з а н и е. Применить выражение работы цикла, в котором от-
водится пар на регенеративный подогрев, в виде

$$\eta(i_0 - i_{K,B}) = i_0 - i_K - \alpha_1(i_1 - i_K), \quad (1.23)$$

Заменяя долю отведенного пара α_1 его выражением из уравнения баланса теплоты

$$\alpha_1(i_0 - i_{B1}) = (1 - \alpha_1)(i_{B1} - i_{B,K}), \quad \alpha_1 = \frac{\Delta i_{B1}}{i_1 - i_{B,K}}, \quad (1.24)$$

придем к выражению работы цикла в функции $\Delta i_{\text{в}}$, аналогичному (1.22), только вместо множителя $(1 - T_{\text{к}}/T_j)$ будет множитель $\frac{i_1 - i_{\text{к}}}{i_1 - i_{\text{в.к}}}$.

Следовательно, необходимо доказать, что

$$\frac{i_1 - i_K}{i_1 - i_{BK}} < \left(1 - \frac{T_K}{T_1}\right).$$

При доказательстве используется очевидное неравенство, вытекающее из рис. 1.9,

$$\Delta S_I < (S_{B1} - S_{B,K}).$$

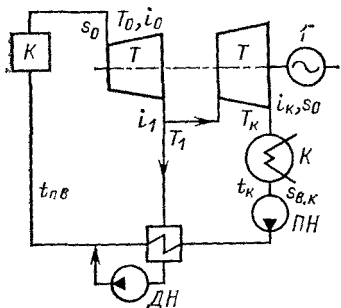


Рис. 1.8. Реальная регенеративная схема с одним подогревателем и сливным (дренажным) насосом

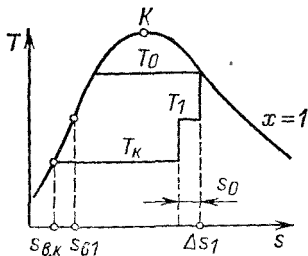


Рис. 1.9. Изображение теоретического цикла с одним теплообменником (к задаче 1.16)

Задача 1.17. Для теоретического цикла в области влажного пара определить условия оптимального распределения подогрева воды при заданной температуре подогрева. Принять $c_p = \text{const}$.

Указание. Представляя работу цикла в виде

$$q_0 - q_K = i_0 - i_{B,K} - T_K \left(s_0 - s_{B,K} - \sum_{j=1}^n \Delta S_j \right), \quad (1.2b)$$

для решения задачи найти условия достижения максимального значения суммы изменений энтропии пара $\sum_1^n \Delta S_j$. Выражая ΔS_j через от-

ношения приращения энтальпии воды к температуре

$$\text{пара } T_j, \Delta S_j = c_p \frac{T_j - T_{j-1}}{T_j}, \text{ получим } \sum_1^n \Delta S_j = -c_p \sum_1^n \left(\frac{T_j - T_{j-1}}{T_j} \right)$$

Для решения написать выражения частных производных $\sum_1^n \Delta S_j$ по температурам T_1 , T_2 и т. д. и приравнять нулю.

Отв. Придем к соотношению температур [24, 10, 66]

$$\frac{T_{j-1}}{T_j} = \frac{T_j}{T_{j+1}} = \dots = \frac{T_{n-1}}{T_n}, \quad (1.26)$$

чему соответствует также одинаковое приращение энтропии нагреваемой воды

$$\Delta S_{B1} = \Delta S_{B2} = \Delta S_{B3} = \dots = \Delta S_{Bn}. \quad (1.27)$$

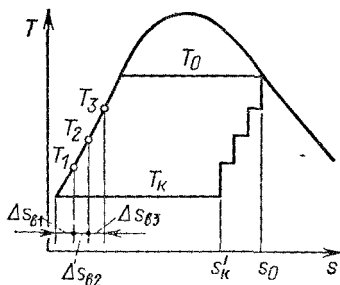


Рис. 1.10. К задаче 1.18

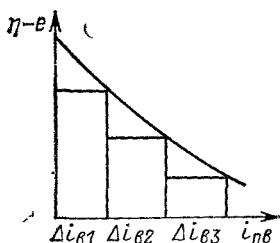


Рис. 1.11. График выигрыша от регенерации

Задача 1.18. а) Определить КПД теоретического регенеративного цикла при $p_0=13$ МПа, $p_k=3,7$ кПа с тремя ступенями подогрева до $t_{п.в}=254,2^\circ\text{C}$ ($t_{п.в}=527,6$ К), $T_k=299,3$ К, $i_{п.в}=1106,4$ кДж/кг, $i_{в.к}=115,8$ кДж/кг, $i_0=2662,4$ кДж/кг.

Распределение подогрева выполнить по условию одинакового приращения энтропии воды в подогревателях. Энтальпию воды за подогревателями определить по температуре конденсации пара по [9]. Цикл изображен на рис. 1.10.

б) Составить аналитическое выражение выигрыша от регенерации E как разности работы пара в регенеративном цикле и цикле Ренкина при одинаковом подводе теплоты к свежему пару, равной $i_0 - i_{в.к.}$. Выразить E в виде суммы значений ΔE , пропорциональных приращению энтальпии воды $\Delta i_{в.}$ в соответствующих ступенях регенеративного подогрева.

в) Изобразить графически выигрыш от регенерации в виде суммы площадей с основанием Δi_{vj} в масштабе для абсцисс 10 кДж — 1 мм; для ординат 0,005—1 мм.

Указание. При решении задачи (1.18, б и в) использовать (1.22). Значение i_k определяется по выражению

$$i_k = i_{в.к} + x r = i_{в.к} + \frac{S_0 - S_{в.к}}{S'' - S_{в.к}} r, \quad (1.28)$$

где S'' — энтропия сухого насыщенного пара при давлении p_k .

Ответ. а) $\eta_r = 0,4580$.

б) Выражение выигрыша от регенерации

$$E = (\eta - \eta^R) (i_0 - i_{в.к}) = \sum_1^n \left[\eta - \left(1 - \frac{T_k}{T_j} \right) \right] \Delta i_{vj} = \sum_1^n (\eta - e) \Delta i_{vj}. \quad (1.29)$$

в) Пример изображения E представлен на рис. 1.11.

1.4. Реальные регенеративные схемы

В задаче 1.16 показано, что реализация идеи регенеративного цикла, изложенной проф. И. А. Вышнеградским в 1871 г., осуществима при выполнении отборов пара из турбины в теплообменники, в которых нагревается питательная вода. Такая простая схема в принципе применяется и в современных турбоустановках; встречаются лишь разновидности типов подогревателей, схем отвода конденсата греющего пара (дренажа подогревателей), в которые внесены некоторые усовершенствования, направленные на уменьшение необратимостей в процессе теплообмена, например применение большего числа ступеней подогрева. Выявилась необходимость непрерывного удаления воздуха из подогревателей, выделяющегося при конденсации пара, а также необходимость удаления агрессивных газов из питательной воды, т. е. установки специальных аппаратов-деаэраторов, в которых производится нагрев воды до температуры кипения и удаление выделяющихся из воды газов.

Перегрев пара привел к некоторому снижению выигрыша от регенеративного подогрева. Применение промежуточного перегрева допо-

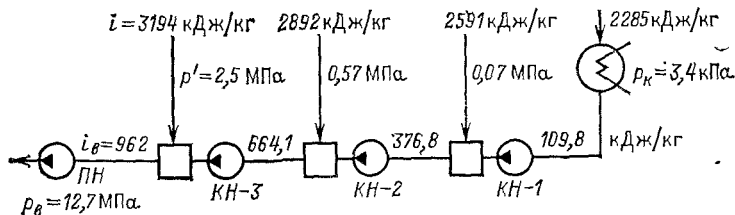


Рис. 1.12. Схема с подогревателем смешения (к задаче 1.19)

Рис. 1.13. Изображение процесса расширения пара в i, s -диаграмме (к задаче 1.19)

нительно сказалось на экономичности регенерации, что потребовало специальных мер по усовершенствованию регенеративных схем, направленных на повышение эффективности использования теплоты перегрева.

Задача 1.19. Для турбоустановки, работающей по регенеративному циклу с начальными параметрами $p_0 = 12,7$ МПа, $t_0 = 560^\circ\text{C}$ и давлением в конденсаторе $p_k = 3,4$ МПа (рис. 1.12, 1.13) определить: расходы пара из отборов в долях от расхода свежего пара и внутренний абсолютный КПД турбоустановки без учета питательного насоса. Параметры пара и воды в системе регенерации приведены на рисунках. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_0 = 0,8$, как в задаче 1.2, поэтому результаты расчета η_i можно сопоставить с полученными в задаче 1.2 для цикла Ренкина.

Решение. В схеме установлены смешивающие подогреватели, в которых вода нагревается до температуры кипения при давлении пара в корпусе подогревателя. Поэтому, на рис. 1.12 между давлениями пара в корпусе и температурой воды имеется соответствие. Давление пара в отборе (рис. 1.13) выше, чем в корпусе на величину потерь в линиях отборного пара.

Для определения КПД воспользуемся выражением

$$\eta(i_0 - i_{п.в}) = i_0 - i_k - \sum_1^n \alpha_j h_j,$$

где α_j — доли отборов пара; h_j — разность энтальпий пара в отборе и в выхлопе турбины;

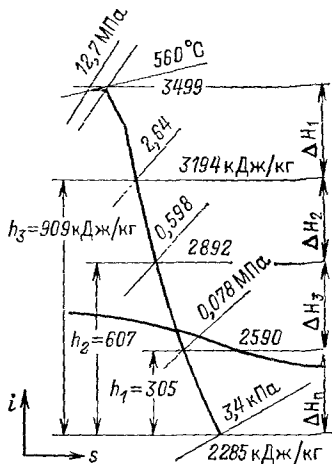
$$h_3 = 909 \text{ кДж/кг}; h_2 = 607 \text{ кДж/кг}; h_1 = 305 \text{ кДж/кг}.$$

$$\alpha_3 = \frac{962 - 664,1}{3194 - 664,1} = 0,11775; \quad \alpha_3 h_3 = 107,04 \text{ кДж/кг}.$$

$$\alpha_2 = (1 - \alpha_3) \frac{i_{в2} - i_{в1}}{i_2 - i_{в1}} = 0,10077; \quad \alpha_2 h_2 = 61,17 \text{ кДж/кг}.$$

$$\alpha_1 = (1 - \alpha_3 - \alpha_2) \frac{i_{в1} - i_{в.к}}{i_1 - i_{в.к}} = 0,08409; \quad \frac{\alpha_1 h_1}{\sum \alpha h} = \frac{25,65}{193,86} \text{ кДж/кг}.$$

$$\eta_i = \frac{3499 - 2285 - 193,86}{3499 - 962} = \frac{1020,14}{2537} = 0,4018.$$



Относительное приращение КПД в сравнении с циклом Ренкина (задача 1.2)

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{0,4018 - 0,3562}{0,3562} = 0,128 \approx 12,8\%.$$

Правая часть (1.29) является работой пара в проточной части, отнесенной на 1 кг свежего пара, и ее можно представить также как сумму работ, выполняемых потоками пара в отсеках турбины, т. е.

$$\begin{aligned} \eta(i_0 - i_{п.в}) = \Sigma a_{Tj} \Delta H_{отс} = i_0 - i_1 + (1 - \\ - \alpha_1)(i_1 - i_2) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(i_2 - i_3) + \\ + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(i_3 - i_4) + \dots \\ \dots + \alpha_K(i_n - i_K). \end{aligned} \quad (1.30)$$

Для рассмотренной задачи получается:

$$\begin{aligned} 1 \cdot (i_0 - i_1) &= 1,0(3499 - 3194) = 305,0 \text{ кДж/кг} \\ (1 - \alpha_1)(i_1 - i_2) &= 0,88225(3194 - 2892) = 266,0 \text{ „} \\ (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(i_2 - i_3) &= 0,78148(2892 - 2590) = 236,0 \text{ „} \\ \alpha_K(i_3 - i_K) &= 0,69739(2590 - 2285) = 212,7 \text{ „} \end{aligned}$$

$$\eta(i_0 - i_{п.в}) = 1020,1 \text{ кДж/кг.}$$

Задача 1.20. В турбоустановке, рассмотренной в задаче 1.19, смешивающие подогреватели заменены на поверхностные с каскадным сливом дренажа (рис. 1.14). Питательная вода в подогревателях не догревается до температуры конденсации пара на 5°C . Параметры пара принять по рис. 1.13. Параметры воды и дренажа определить.

Требуется рассчитать значение внутреннего абсолютного КПД и оценить влияние изменений в схеме путем сопоставления с η_i , полученным в задаче 1.19.

Решение. Пользуясь [9], определяем энтальпии воды за подогревателями и энтальпии дренажа. Принимая за П-3 давление воды 4,0 МПа, за П-2—3,5 МПа, за П-1—2,0 МПа по табл. 3 в [9] при температуре соответственно $t_3=219^\circ\text{C}$, $t_2=153^\circ\text{C}$, $t_1=85^\circ\text{C}$ получим $i_{в3}=940$ кДж/кг; $i_{в2}=642$ кДж/кг; $i_{в1}=358$ кДж/кг.

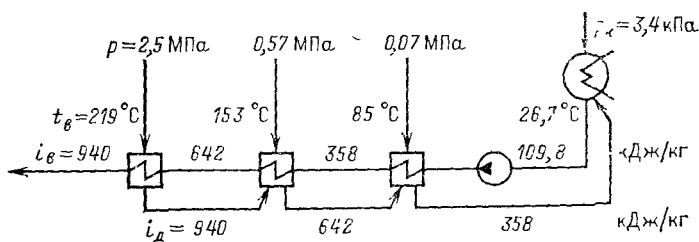


Рис. 1.14. Схема с поверхностными подогревателями и каскадным сливом дренажа (к задаче 1.20)

Энтальпия дренажа:

$$i_{д3}=940; i_{д2}=642; i_{д1}=358 \text{ кДж/кг.}$$

Рассчитаем расход пара и недополученную работу отборным паром:

$$\alpha_3 = \frac{i_{в3} - i_{д2}}{i_3 - i_{д3}} = \frac{940 - 642}{3194 - 94} = 0,13221; \quad \alpha_3 h_3 = 120,18 \text{ кДж/кг.}$$

$$\alpha_2 = \frac{i_{в2} - i_{д1}}{i_2 - i_{д2}} - \alpha_3 \frac{i_{д3} - i_{д2}}{i_2 - i_{д2}} = 0,10871; \quad \alpha_2 h_2 = 65,99 \text{ кДж/кг.}$$

$$\alpha_1 = \frac{i_{в1} - i_{к\kappa}}{i_1 - i_{д1}} - (\alpha_3 + \alpha_2) \frac{i_{д2} - i_{д1}}{i_1 - i_{д1}} = 0,08055; \quad \frac{\alpha_1 h_1 = 24,57 \text{ кДж/кг}}{\Sigma \alpha h = 210,74 \text{ кДж/кг.}}$$

$$\eta_i = \frac{i_0 - i_{к\kappa} - \Sigma \alpha h}{i_0 - i_{п.в}} = \frac{3499 - 2285 - 210,74}{3499 - 940} = 0,3920.$$

Относительное изменение КПД в сравнении с полученным в задаче 1.19

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{0,3920 - 0,4018}{0,4018} = -0,0244 \approx -2,4\%.$$

Задача 1.21. На основании выражения (1.29) вывести формулу, связывающую мощность турбоустановки и расход свежего пара в схеме с регенеративным подогревом питательной воды.

Решение. Выражение (1.29) написано для 1 кг свежего пара. Умножая правую и левую части на D_0 , получим внутреннюю мощность турбины. Вынося в правой части полный внутренний теплоперепад $i_0 - i_{к\kappa} = H_i$ за скобки, придем к искомой связи N_i и D_0 :

$$N_i = D_0 H_i \left(1 - \Sigma \alpha \frac{h}{H_i} \right) = D_0 H_i (1 - \Sigma \alpha y),$$

$$D_0 = \frac{N_i}{H_i (1 - \Sigma \alpha y)} = \frac{N_{\Sigma}}{H_i \gamma_{и} \gamma_{г} (1 - \Sigma \alpha y)}. \quad (1.31)$$

Для турбины с регулируемым отбором пара на внешнее потребление уравнение баланса мощности (1.31) представляется так:

$$N_i = D_0 H_i \left(1 - \sum_1^n \alpha y \right) - h_{п} D_{п} - h_{т} D_{т},$$

$$D_0 = \frac{N_i + h_{п} D_{п} + h_{т} D_{т}}{H_i \left(1 - \sum_1^n \alpha y \right)}. \quad (1.32)$$

Выражения (1.32) можно представить также в виде

$$D_0 = \beta \left(\frac{N_{\Sigma}}{H_i \gamma_{и} \gamma_{г}} + y_{п} D_{п} + y_{т} D_{т} \right), \quad (1.33)$$

где $\beta = \frac{1}{1 - \sum_{i=1}^n \alpha_i y_i}$ — коэффициент, учитывающий увеличение расхода па-

ра, вызываемого регенеративным подогревом воды.

Формулу (1.33) удобно использовать для предварительной оценки D_0 , принимая коэффициент β по табл. 1п приближенных значений, рассчитанных для некоторых турбоустановок.

Первое слагаемое в скобках (1.33) представляет собой расход пара в схеме без регенеративного подогрева, но с включенными регуляторами давления в отборах пара на промпредприятия $D_{\text{п}}$ и на сетевую подогревательную установку (бойлерную) — $D_{\text{т}}$; для этого режима находится и значение H_i .

В выражениях (1.31) — (1.33) $y_j = \dot{h}_j / H_i$ — отношение недоиспользованного в турбине теплоперепада отборным паром к полному внутреннему теплоперепаду часто называют коэффициентом недовыработки [44]. Встречается также название «коэффициент недоиспользования отбираемого пара» [30]. Будем называть y — коэффициентом недовыработки, считая этот термин исторически оправданным, имея в виду, что в [37] недовыработкой названа сумма $\sum \alpha_i y_i$.

Задача 1.22. Турбинная установка мощностью 100 тыс. кВт. Параметры свежего пара $p_0 = 12,7$ МПа, $t_0 = 560^\circ\text{C}$; давление в конденсаторе $p_{\text{к}} = 5$ кПа. Внутренний относительный КПД с учетом выходных потерь $\eta_{oi} = 0,85$; КПД механический $\eta_{\text{м}} = 0,99$; КПД генератора 0,98.

Определить. Полный внутренний теплоперепад H_i и состояние пара в конце расширения; удельный расход пара без учета регенеративного подогрева.

Решение. По [9] (табл. 3) находим $i_0 = 3499$ кДж/кг. Пользуясь i, s -диаграммой, определяем $i_{\text{ка}} = 2030$ кДж/кг.

$$H_i = (3499 - 2030) 0,85 = 1249 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{\text{к}} = 3499 - 1249 = 2250 \text{ кДж/кг};$$

$$d_3 = \frac{3600}{0,99 \cdot 0,98 \cdot 1249} = 2,969 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Задача 1.23. Для турбоустановки по задаче 1.22 определить: давление воды $p_{\text{н}}$ за питательным насосом; приращение энтальпии воды $h_{\text{п.н}}$ в питательном насосе.

КПД питательного насоса $\eta_{\text{а.н}}$ принять 0,8; котел барабанный.

Решение. Давление воды за питательным насосом определяется по выражению

$$p_{\text{н}} = p_{\text{б.м}} + H_{\text{н}} \rho g 10^{-6} + p_{\text{с}}, \quad (1.34)$$

где $p_{\text{б.м}}$ — максимальное давление в барабане котла, принимается примерно на 18% выше давления пара перед турбиной p_0 . Превышение

определяется потерей в паропроводе до турбины и в перегревателе $\approx 0,1 p_0$ и запасом на открытие предохранительных клапанов $p_{б.м} = 1,18 \cdot 12,7 = 15$ МПа; H_n — высота подъема воды от уровня оси насоса до уровня в барабане ~ 40 м; ρ — плотность воды в нагревательном трубопроводе, принимается при $p_{б.м}$, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²; p_c — сопротивление в нагревательном трубопроводе, подогревателях и арматуре (запорной и регулирующей).

Суммарное сопротивление достигает $\sim 2-2,5$ МПа. Подставляя в (1.34) известные величины, получим:

$$p_n = 15 + 40 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} + 2,5 = 17,9 \text{ МПа.}$$

Изоэнтальпическое приращение энтальпии воды в питательном насосе определяется по (1.2), а с учетом внутренних потерь в насосе, кДж/кг

$$h_{п.н} = \frac{(p_n - p_{вс}) \bar{v} 10^3}{\eta_{а.н}}, \quad (1.34')$$

где

$$p_{вс} = p_d - \Delta p_{вс} + H_v \rho g \cdot 10^{-6},$$

$\Delta p_{вс}$ — сопротивление всасывающего трубопровода, принимается по нормам не более 0,01 МПа; p_d — давление пара в деаэраторе, равное 0,6 МПа; H_v — высота уровня в деаэраторе над питательным насосом ~ 20 м и для этих данных определяем

$$p_{вс} = 0,6 - 0,01 + 20 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} = 0,786 \text{ МПа} \approx 0,8 \text{ МПа.}$$

Подставляя в (1.34'), получим:

$$h_{п.н} = \frac{(17,9 - 0,8) \cdot 0,0011 \cdot 10^3}{0,8} = 23,5 \text{ кДж/кг.}$$

Задача 1.24. Для турбоустановки, рассмотренной в задачах 1.22, 1.23, определить внутренний абсолютный η_i без учета регенеративного подогрева и с учетом, приняв коэффициент β по табл. 1п (приложение). * Рассчитать расход пара D_0 . Воспользоваться результатами решения задач 1.22, 1.23. Оценить выигрыш от регенеративного подогрева и сравнить его с выигрышем в задаче 1.10.

Решение. Внутренний абсолютный КПД без учета регенеративного подогрева находим по (1.3):

$$\eta'_i = \frac{H_i - h_{п.н}}{i_0 - i_{в.к} - h_{п.н}} = \frac{1249 - 23,5}{3497 - 138 - 23,5} = 0,3674.$$

Для учета влияния регенеративного подогрева по табл. 1п принимаем для заданных условий $\beta = 1,15$; $t_{п.в} = 230^\circ\text{C}$, и соответственно энтальпию питательной воды находим по [9]: $i_{п.в} = 994$ кДж/кг. При этом принимаем, что коэффициент β учитывает и повышение энтальпии воды в ПЭН.

Находим часовой расход пара на турбину с регенеративным подогревом по (1.31):

$$D_0 = \beta \frac{N_3 \cdot 3600}{H_i \eta_M \eta_T} = \beta d_3 N_3 = 1,15 \cdot 2,969 \cdot 100 = 341 \text{ т/ч},$$

$$\eta_i = \frac{H_i}{\beta(i_0 - i_{п.в})} = \frac{1249}{1,15(3497 - 994)} = 0,4340.$$

Относительное повышение КПД за счет регенеративного подогрева составляет:

$$100 \frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{0,4340 - 0,3674}{0,3674} 100 = 18,1\%.$$

Сопоставляя с выигрышем в теоретическом цикле при $p_0 = 13$ МПа в области влажного пара (задача 1.13) видим, что в реальной схеме с перегревом пара выигрыш, хотя и меньше, но довольно высокий.

1.5. Принципиальная тепловая схема турбоустановки и ее расчет

Составление принципиальной тепловой схемы проектируемой турбоустановки включает в себя выбор начальных параметров пара p_0 , t_0 , параметров пара, направляемого на промперегрев, и после промперегрева $p^{п.п.}$, $r^{п.п.}$, $t^{п.п.}$, если таковой предусматривается, выбор давления в конденсаторе p_k , выходных потерь h_b .

Выбор предполагается на основе оптимизации или использования результатов ранее выполненных работ научно-исследовательскими или проектными организациями [67, 68].

Часто в оптимизационных расчетах в качестве одного из параметров участвует и температура питательной воды, поэтому при выборе начальных параметров выбирается и температура питательной воды. Далее выбирается число подогревателей (ступеней регенеративного подогрева) и распределяется подогрев воды между ними, при этом используются некоторые условия, а именно: в схеме с промперегревом один из подогревателей снабжается обычно паром из выхлопа ЧВД, т. е. из линии на промперегрев, и температура воды за этим подогревателем получается как бы заданной при принятом давлении $p^{п.п.}$. Другим условием часто служит установка деаэратора, если он является самостоятельной ступенью подогрева. Выбор подогрева воды в деаэраторе также не может быть произвольным и согласуется с условиями надежной работы аппарата. Поэтому принятое давление в корпусе позволяет определить не только температуру воды за деаэратором, но и желаемую температуру воды за предшествующей ступенью подогрева.

По температуре воды за подогревателями оцениваются температура конденсации пара в подогревателях $t_{нj}$ и соответствующее ей давление p'_{j} :

$$t_{нj} = t_j + \vartheta_j - \delta t_{по} = t_j + \vartheta_j^{общ},$$

где ϑ_j — недогрев воды в собственно подогревателе (в той части, где пар конденсируется) до температуры насыщения греющего пара; $\delta t_{по}$ — повышение температуры в пароохладителе; $\vartheta_j^{общ}$ — недогрев с учетом пароохладителя. Это значение приводится в технических условиях на поставку подогревателей [35].

По давлению p'_{j} с учетом потерь в паропроводе находится давление пара p_j в отборе, и по линии процесса расширения определяется энтальпия пара i_j .

Процесс расширения пара в турбине показан на i, s -диаграмме. При расчете тепловой схемы новой турбоустановки выполняется построение процесса расширения пара в турбине в i, s -диаграмме для того, чтобы определить параметры в точках отбора. Для построения необходимо знать внутренние относительные КПД отсеков турбины: регулирующей ступени, группы ступеней давления в ЧВД, отсеков в ЧСД в области перегретого пара, отсека ЧНД. Значения η_{oi} обычно принимаются на основании опытных данных для аналогичных турбин.

Выбор η_{oi} иногда облегчается тем, что новые турбины komponуются из частей ранее запроектированных установок, например ЦНД турбины К-500-130 унифицирован с ЦНД турбин К-500-160 и К-800-240, ЦСД той же турбины с одним потоком ЦСД турбины К-1200-240, ЦВД турбины Т-180-210-130-1 — с ЦВД турбины К-200-130-3. Близки по конструкции и ЦСД этих турбин. Для турбин Т-250-240 применена ЧВД такого же типа, как и для К-300-240 ЛМЗ, для турбин ПТ-135-130-15 и Т-175-130 проточная часть ЧВД такая же, как и для Р-100-130-15.

Опытные данные для η_{oi} ЦВД, представленные в функции объемного пропуска пара через отсек турбины и отношения давлений пара перед и за отсеком, достаточно закономерно укладываются на кривые, которыми можно непосредственно пользоваться для оценки η_{oi} отсеков новых (проектируемых) турбин [28, 44] при одновенечной и двухвенечной регулирующей ступени. Такие графики представлены в приложении на рис. 1п, 5п.

Для отсека турбины после промперегрева соответствующий график приведен на рис. 2п, однако в значения η_{oi} , найденные по рис. 2п, необходимо вводить поправки, величины которых для некоторых турбин приведены в табл. 2п. Цифры на кривых рис. 1п, 2п характеризуют отношение давления пара перед первой ступенью турбины (с учетом потерь давления в клапанах) и давления за турбиной. Для ЧНД значения η_{oi} можно оценивать по графику на рис. 3п, в котором не учтено влияние влажности и выходных потерь. Поправка на влажность находится по рис. 4п в функции давления и температуры пара

через ЧНД. Эту поправку можно рассчитать также по формуле

$$\Delta\eta_{oi} = \eta_{oi}^{\text{сух}} - \eta_{oi}^{\text{вл}} = 0,87 \frac{H_{\text{вл}}}{H_i} y_{\text{ср}}, \quad (1.35)$$

где $H_{\text{вл}}$ — теплоперепад в области влажного пара (без учета выходной потери); H_i — полный перепад в ЧНД; $y_{\text{ср}}$ — среднеарифметическая влажность пара по линии процесса в области влажного пара,

$$y_{\text{ср}} = \frac{y_s + y}{2}.$$

Значение η_{oi} , найденное по рис. 3п, и поправка по рис. 4п рассчитаны при $p_k=5,1$ кПа. При других значениях p_k приращение теплоперепада находится по формуле

$$\Delta H_i = \Delta i_a x_k, \quad (1.36)$$

где Δi_a определяется по табл. 3п; x_k — паросодержание в конце расширения при $p_k=5,1$ кПа.

Поправка на выходную потерю для предварительной оценки принимается по опытным данным для аналогичных ЦНД; исходные значения приведены в приложении (табл. 6п).

Более точные значения η_{oi} для отечественных турбин можно определить по рекомендациям, приведенным в [32].

Для отечественных влажнопаровых турбин особенность оценки встречается практически лишь для ЦВД. Методика оценки подробно приведена в [54]. Для упрощения процедуры оценки η_{oi} для ЧВД можно использовать базовые значения для турбин ХТГЗ, приведенные в табл. 4п. К этим КПД необходимо вводить лишь одну поправку на влажность пара. Для ЦНД можно пользоваться методикой, изложенной выше.

Для приводных турбин ОР-12ПВ для привода воздуходувок, а также турбин ОР-12ПМ значения η_{oi} можно принимать по рис. 6п, выполненному по результатам испытания приводной турбины воздуходувки [46].

Для конденсационных приводных турбин значения η_{oi} можно оценивать по рис. 7п на основании обработки результатов испытания турбин [33].

В [32] приведены расчетные выражения для нахождения η_{oi} с применением ЭВМ, если и расчет схемы выполняется на ЭВМ; приведена также и программа расчета схемы.

Обратим внимание на то, что применение изложенного метода позволяет для каждой точки отбора определить энтальпию пара без построения кривых процесса. Если требуется построить процесс расширения, то необходимо учесть, что в ходе расчета η_{oi} ЧВД и ЧСД не выделялось влияние дросселирования давления пара при входе, а также и влияние регулирующей ступени. При построении процесса это должно быть учтено. Потери давления в клапанах свежего пара

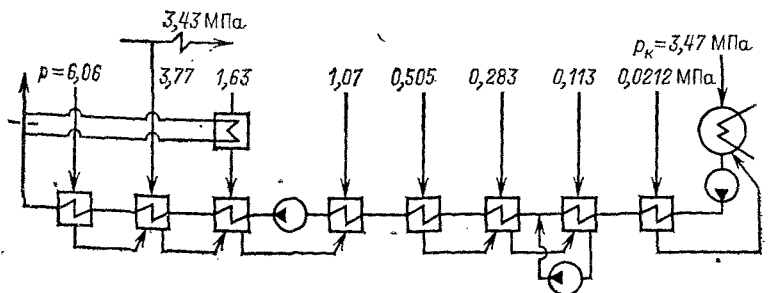
Рис. 1.15. Изображение процесса расширения в i, s -диаграмме для турбоустановки К-800-240 с пром-перегревом

принимаются 5% и пара перед ЧСД 2%. Для одновенечной регулирующей ступени принимают теплоперепад 100 кДж/кг и $\eta_{p.c.oi}=0,7$. По этим данным находится точка, определяющая состояние пара за регулирующей ступенью. Состояние пара за ЧВД определяется по найденному значению η_{oi} ЧВД. Полученные точки соединяются прямой линией, как показано на рис. 1.15. Более точные значения $\eta_{p.c.oi}$ и $p_{p.c.}$ приведены в гл. 6.

Задача 1.25 Для турбоустановки К-800-240 определить значения η_{oi} ЧВД, ЧСД и ЧНД, необходимые для построения процесса расширения пара и расчета тепловой схемы.

Начальные параметры: $p_0=23,5$ МПа, $t_0=540^\circ\text{C}$, $t^{np}=540^\circ\text{C}$, $i_0=3317$ кДж/кг, $p_k=3,77$ МПа, $p_y=3,43$ МПа, $p_k=3,47$ кПа. Расход свежего пара $D_c=680$ кг/с. Исходная схема представлена на рис. 1.16, где указаны давления в отборах. Принять выходные потери $h_b=42$ кДж/кг.

Решение. Сводим решение в табл. 1.2.



$p_0=23,5$ МПа; $t_0=540^\circ\text{C}$; $i_0=3317$ кДж/кг; $t^{np}=540^\circ\text{C}$; $D_0=680$ кг/с

Рис. 1.16. Принципиальная схема системы регенерации турбоустановки К-800-240 с указанием давлений в отборах

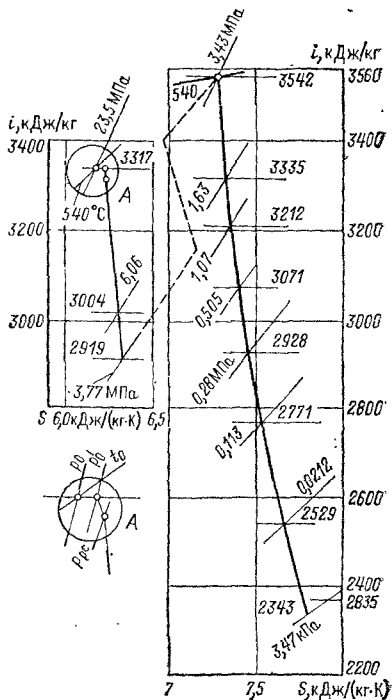


Таблица 1.2. Решение задачи 1.25

Наименование	ЧВД	ЧСД	ЧНД
1. Давление свежего пара p_0 , МПа	23,5	3,43	0,28
2. Температура пара t_0 , °C	540	540	230 ¹⁾
3. Давление свежего пара перед соплами p'_0 , МПа	22,3	3,36	0,28
4. Энтальпия пара i_0 , кДж/кг	3317	3542	2928 ¹⁾
5. Удельный объем пара v , м³/кг	0,0134	0,1070	0,8110
6. Расход пара D , кг/с	680	566 ²⁾	460
7. Объемный расход пара V , м³/с,	9,1	60,6	373
м³/ч	32 800	218 000	1,34·10 ⁶
8. Объемный расход пара на один поток,	32 800	109 000	223 333
м³/ч	3,77	0,28	0,00347
9. Давление пара за отсеком p_2 , МПа			
10. Отношение давлений p'_0/p_2	5,9	12	—
11. η_{oi} отсека по рис. 1п, 2п, 3п, %	87	92,2	88,7
12. Поправка к η_{oi} по табл. 2п, %	—	4,0	—
13. Поправка на влажность по рис.4, %	—	—	—3
14. η_{oi} с поправкой, %	87	88,2	86,0
15. Располагаемый теплоперепад H_a , кДж/кг	457	696	641 ³⁾
16. И использованный теплоперепад H_i , кДж/кг	398	614	551 ³⁾
17. Энтальпия пара за отсеком i , кДж/кг	2919	2928	2377 ³⁾
18. Температура пара за отсеком t , °C	—	230	—
19. Паросодержание x_k	—	—	0,92 ³⁾
20. Поправка к теплоперепаду при $p_k =$ $=0,00347$ МПа по (1.36) ΔH_i , кДж/кг	—	—	+34
21. Энтальпия пара в выхлопе i'_k , кДж/кг	—	—	2343
22. Выходная потеря h_v , кДж/кг	—	—	42
23. Энтальпия пара в конденсаторе i_k , кДж/кг	—	—	2385

¹⁾См. пп.18,17²⁾С учетом расходов на регенерацию и собственные нужды, ориентировочно.³⁾При $p_k=0,0051$ МПа

Задача 1.26. Определить энтальпию пара на выходе из турбины К-1200-240, приняв давление и температуру пара перед отсеком за первой ступенью ЧНД $p=0,26$ МПа, $t=218^\circ\text{C}$. Расход пара $D_{\text{ЧНД}}=0,7D_0=750$ кг/с (ориентировочно). Давление в конденсаторе $r=3,6$ кПа:

Указание. Для оценки η_{oi} ЧНД использовать рис. 3п по нии 3—6 для выхлопов; число потоков пара в ЧНД $z=6$.

Ответ. η_{oi} ЧНД с учетом поправки на влажность по (1.35) $\eta_{oi} = 86,0\%$. Энтальпия пара на выходе из турбины $i'_k=2335,6$ кДж/кг; же с учетом потери с выходной скоростью $i_k=2380$ кДж/кг (возможны отклонения в пределах $\sim 0,1\%$).

На рис. 1.15 приведено изображение процесса в i, s -диаграмме

Задача 1.27. Выполнить расчет долей расхода пара на подогреватели высокого давления в схеме турбоустановки К-300-240, представленной на рис. 1.18. Изображение процесса расширения пара в i, s -диаграмме приведено на рис. 1.17 с указанием параметров пара по [9]. Утечки пара и конденсата принять в размере 2% расхода пара на турбину D_0 . Потери теплоты подогревателями учесть коэффициентом K , приведенным в табл. 7п.

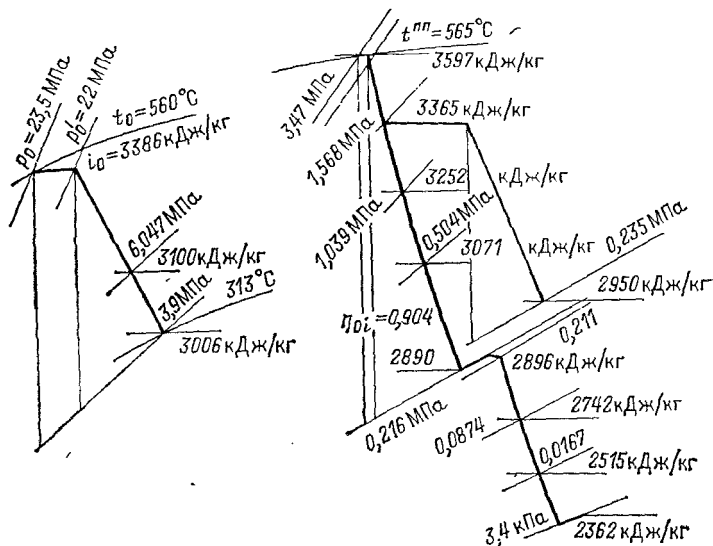


Рис. 1.17. Схематическое изображение процесса расширения пара для турбоустановки К-300-240 с указанием давлений в отборах и энтальпий пара (к задачам 1.27, 28, 29)

Потери давления в паропроводах отборного пара и недогрев воды принять по табл. 7п. Схема по рис. 1.18 отличается от заводской тем, что дренаж вводится из ПВД № 1 и 2 в питательную линию за бустерным насосом. Такая схема внедрена на Костромской ГРЭС [50].

Решение. Для расчета $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ недостает значений энтальпий питательной воды за пароохладителями и энтальпий дренажа. Для решения задачи можно принять разность температур конденсации пара в корпусе (СП) и воды за пароохладителем на основании технических условий на поставку подогревателей [35], однако это приведет к несоответствию с ценами на топливо недогрева в собственно подогревателе (СП), т. е. в корпусе, где происходит конденсация пара, тогда как именно Φ рекомендуется принимать или оптимизировать при расчете схемы с учетом цены топлива [32]. Рекомендуется также оценивать степень охлаждения дренажа $\Phi_d = t_{dj} - t_{vj-1}$.

В табл. 7п приведены в соответствии с [32] рекомендуемые значения недогрева в ПВД и ПНД в зависимости от цены топлива. Там же указаны остаточный перегрев пара за пароохладителем и степень охлаждения дренажа. Пользуясь табл. 7п, остаточный перегрев за пароохладителем принимаем 15°C . Степень охлаждения дренажа оцениваем по отношению к температуре конденсации в корпусе нижестоящего подогревателя, и принимаем $\vartheta_{dj} = t_{dj} - t_{u,j+1} = (7 \div 8)^\circ\text{C}$ и $t_{dj} = t_{u,j+1} + (7 \div 8)^\circ\text{C}$.

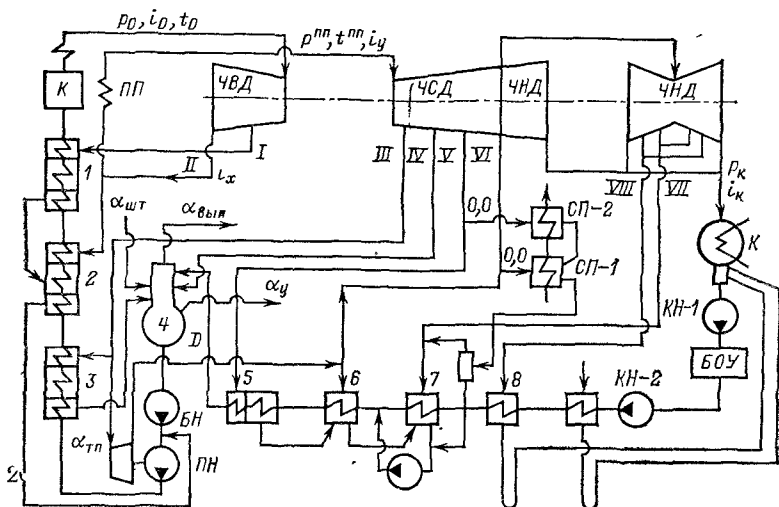


Рис. 1.18. Схема турбоустановки К-300-240 (к задачам 1.27, 28, 29)

Недогрев в ПВД принимаем $\vartheta = 5^\circ\text{C}$. Учитывая эти данные и исходные величины, составляем расчетную схему для ПВД (рис. 1.19) и таблицу известных параметров (табл. 1.3). Неизвестными в схеме остались шесть величин: энтальпии воды за пароохладителем — i_{r1} , i_{r2} , i_{r3} и искомые доли расхода пара α_1 , α_2 , α_3 .

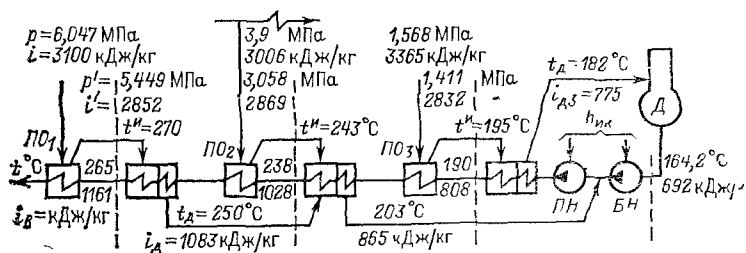


Рис. 1.19. К составлению системы уравнений (1.3) (к задаче 1.27)

Таблица 1.3. Таблица параметров расчетной схемы для ПВД

Параметры пара						Параметры питательной воды и дренажа				
в отборе			СП			СП			СД	
p , МПа	t , °C	i , кДж/кг	p' , МПа	t'	t_H	t'_{ij}	i'_{bj}	θ_j	t_{dj}	i_{dj}
6,047	350	3100	5,449	2852	270	265	1161	5	250	1083
3,900	316	3006	3,058	2865	243	238	1028	5	203	865
1,568	452	3365	1,411	2832	195	190	808	5	182	775

Обратим внимание на то, что расчетную схему к рис. 1.19 можно разбить на три отдельных участка так, что на границах этих участков перетоки теплоты зависят лишь от неизвестных долей расхода пара. На рис. 1.19 эти участки ограничены пунктирными линиями. Для каждого из участков можно написать уравнение теплового баланса, в которое будут входить искомые величины α_1 , α_2 , α_3 . Неизвестные величины энтальпий воды определяются после того, как будут найдены доли расходов пара.

Напишем уравнение теплового баланса:

для участка I

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 (i'_{11} - i_{d1}) + \alpha_2 (i_2 - i'_{22}) &= \alpha_{п.в} (i'_{в1} - i'_{в2}) K_1, \\ \text{для участка II} \\ \alpha_2 (i'_{22} - i_{d2}) + \alpha_3 (i_3 - i'_{33}) + \alpha_1 (i_{d1} - i_{d2}) &= \alpha_{п.в} (i'_{в2} - i_{в3}) K_2, \\ \text{для участка III} \\ \alpha_3 (i'_{33} - i_{d3}) + (\alpha_1 + \alpha_2) (i_{d2} - i_{d3}) &= \alpha_{п.в} [(i'_{в3} - i_{в4} - h_{п.н}) K_3], \end{aligned} \right\} \quad (1.37)$$

где $\alpha_{п.в} = 1,02$; $K_1 = 1,008$; $K_2 = 1,007$; $K_3 = 1,006$; $h_{п.н} = 40$ кДж/кг.

Подставляя известные энтальпии и вычисляя их разности, можно методом последовательного исключения решить написанную систему уравнений.

При использовании ЭВМ составляется матрица значений коэффициентов при α_1 , α_2 , α_3 , которая позволяет вычислить определитель D .

Матрица свободных членов:

$$D = \begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} = (a, b, c); \quad \begin{vmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \end{vmatrix} = (d). \quad (1.38)$$

Для решения системы линейных уравнений имеются готовые программы. При решении без применения ЭВМ (с использованием микрокалькулятора типа «Электроника» и др.) решение в матричной форме записывается так:

$$\alpha_1 = \frac{(d, b, c)}{(a, b, c)}; \quad \alpha_2 = \frac{(a, d, c)}{(a, b, c)}; \quad \alpha_3 = \frac{(a, b, d)}{(a, b, c)}. \quad (1.39)$$

В числителях (1.39) указаны условные обозначения матриц, составленных из коэффициентов при a_1, a_2, a_3 и свободных членов d_1, d_2, d_3 .

В случае системы (1.39), в которой $c_1=0$, с использованием (1.39) или метода последовательного исключения получают более простые расчетные формулы:

$$\alpha_1 = \frac{d_1 - b_1 \frac{x}{z}}{a_1 - b_1 \frac{y}{z}}; \alpha_2 = \frac{x}{z} - \frac{y}{z} \alpha_1; \alpha_3 = \frac{d_3 - (a_1 + a_2) a_3}{c_3}. \quad (1.40)$$

В (1.40) буквами x, y, z обозначены выражения

$$x = d_2 - d_3 \frac{c_2}{c_3}; \quad y = a_2 - a_3 \frac{c_2}{c_3}; \quad z = b_2 - b_3 \frac{c_2}{c_3}. \quad (1.41)$$

Использование готовых решений (1.40) позволяет избежать грубых ошибок при выполнении численных операций. Для решения запишем

$$\begin{aligned} a_1 &= 2852 - 1083 = 1769; \quad a_2 = 1083 - 865 = 218; \quad a_3 = 865 - 692 = 173; \\ b_1 &= 3006 - 2865 = 141; \quad b_2 = 2865 - 865 = 2000; \quad b_3 = 865 - 692 = 173; \\ c_1 &= 0; \quad c_2 = 3365 - 2832 = 533; \quad c_3 = 2832 - 775 = 2057; \\ d_1 &= 1,02(1161 - 1628)1,008 = 136,75 \text{ кДж/кг}; \quad d_2 = 1,02(1028 - 808) \times \\ &\times 1,007 = 225,97 \text{ кДж/кг}; \quad d_3 = 1,02(808 - 692 - 41)1,006 = 77 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Подставляя значения коэффициентов в расчетные формулы (1.41), (1.40), получим: $z = 1955,17$; $x = 206,00$; $y = 173,17$; $\alpha_1 = 0,069382$; $\alpha_2 = 0,099225$; $\alpha_3 = 0,023253$.

Определяем энтальпии воды $i_{в1}, i_{в,л.н.}$. Из баланса теплоты для парохладителя получаем $i_{в1} = i'_{в1} + \frac{\alpha_1(i_1 - i'_1)}{\alpha_{п,в} k_{п01}}$. Принимаем $k_{п01} = k_1 = 1,08$ и находим:

$$i_{в1} = 1161 + 16,4 = 1177,4 \text{ кДж/кг}.$$

Аналогично $i_{в2} = 1023 + 13,6 = 1041,6 \text{ кДж/кг}$;

$$i_3 = 808 + 12,1 = 820,1 \text{ кДж/кг}.$$

Приращение энтальпии воды в бустерном и питательном насосах составляет:

$$\delta i_{в,п.н} = \frac{29,57 \cdot 0,0011 \cdot 10^3}{0,85} = 38,1 \text{ кДж/кг};$$

$$\delta i_{з,б.н} = \frac{2 \cdot 0,0011 \cdot 10^3}{0,75} = 2,9 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{в,б.н} = 692 + 2,9 + 0,168607(865 - 694,9) = 723,6 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{в,п.н} = 732,6 + 38,1 = 761,7 \text{ кДж/кг}; \quad t_{в,п.н} = 175,7^\circ\text{C}.$$

Таблица 1.4. Таблица параметров расчетной схемы для деаэратора, ПНД и вспомогательных потоков

Поток пара	Параметры пара						Параметры конденсата и дренажа				
	в отборах			в подогревателе			$p_{\text{в}}=2 \text{ МПа}$			Охладитель дренажа	
	$p, \text{ МПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	$i, \text{ кДж/кг}$	F'	I'	t^{H}	t'_{I}	$t'_{\text{вI}}$	θ	$t_{\text{д}}$	$i_{\text{д}}$
Д(4)	1,039	395	3252	0,686	3252	164,2	164,2	692	—	—	—
П-5	0,504	305	3071	0,450	2800	148	143	603	5	148	623
П-6	0,235*	240	2950	0,216	2950	122,6	118,6	497	4	104,5	440
П-7	0,100	133	2743	0,0827	2743	197,5	91,5	383	3	94,5	393
П-8	0,0167	56	2575	0,0155	2575	54,7	51,7	218	3	54,7	288
ПУ	—	—	2750	—	2750	99	—	—	—	80	335
К	0,0034	—	—	—	—	26,2	26,2	109	—	—	—

*Поток пара из приводной турбины питательного насоса.

Вспомогательные потоки:

Поток из уплотнения штоков в деаэратор $\alpha_{\text{шт}} = \alpha_{\text{шт.ЦВД}} + \alpha_{\text{шт.ЦСД}} = 0,0023 + 0,0007 = 0,003$; $i_{\text{шт}} = 3300 \text{ кДж/кг}$.

Поток из деаэратора на лабиринтовые уплотнения вала $\alpha_{\text{у}} = 0,004$; $i_{\text{у}} = 2762,3 \text{ кДж/кг}$.

Выпар из деаэратора $\alpha_{\text{вып}} = 0,002$; $i_{\text{вып}} = 2762,3 \text{ кДж/кг}$.

Поток пара на сетевые подогреватели $\alpha_{\text{сн}} = 0$.

Поток пара от уплотнений к подогревателю лабиринтовым паром $\alpha_{\text{пу}} = 0,0026$, $i_{\text{пу}} = 2750 \text{ кДж/кг}$.

Приинимаем $K_4 = 1,004$. Для $ПО_5$ и для $ПС_5$ получим:

$$\alpha_5(i_5 - i'_{\text{в5}}) = \alpha_{\text{к,д}}(i_{\text{в5}} - i'_{\text{в5}})K_5; \quad (1.44)$$

$$\alpha_5(i'_{\text{в5}} - i_{\text{д5}}) = \alpha_{\text{к,д}}(i'_{\text{в5}} - i_{\text{в6}})K_5. \quad (1.45)$$

Рассматривая написанные четыре уравнения, видим, что они разрешимы относительно искомых значений α_4 , α_5 , $\alpha_{\text{к,д}}$ и $i_{\text{в5}}$, причем легко заметить, что по (1.44) и (1.45) просто определяется $i_{\text{в5}}$, достаточно разделить одно на другое:

$$i_{\text{в5}} = i'_{\text{в5}} + \frac{i_5 - i'_{\text{в5}}}{i'_{\text{в5}} - i_{\text{д5}}}(i'_{\text{в5}} - i_{\text{в6}}) = i'_{\text{в5}} + \delta i_{\text{в5}}. \quad (1.46)$$

Подставляя известные значения энтальпий из табл. 1.4 в (1.46), находим:

$$i_{\text{в5}} = 603 + \frac{3076 - 2800}{2800 - 623}(603 - 497) = 603,0 + 13,2 = 616,2 \text{ кДж/кг}.$$

Используя значение $i_{в5}$, находим разности энтальпий, входящие в (1.42), и, подставляя их, рассчитываем α_4 :

$$\alpha_4 = \frac{1,02 \cdot 75,8 \cdot 1,005 + 0,004 \cdot 2146,1 + 0,002 \cdot 2146,1 - 3,52 - 616,2}{-0,023253 \cdot 158,7 - 0,005 \cdot 2687,8} = 0,030075.$$

Подставляя α_4 в уравнение баланса массы (1.43), находим долю потока конденсата в деаэратор

$$\alpha_{к,д} = 1,02 - 0,191860 - 0,00300 - 0,030075 + 0,002 + 0,004 = 0,801065$$

и, зная $\alpha_{к,д}$, определяем α_5 по (1.45):

$$\alpha_5 = 0,801065 \frac{603 - 497}{2800 - 623} 1,005 = 0,039200.$$

Определение α_6 и α_7 . На рис. 1.21, а и б приведены изображения расчетной схемы для определения α_6 и α_7 . В случае выполнения по рис. 1.21, а требуется решение трех уравнений теплового баланса — для П-6, П-7 и для точки смешения потоков дренажа и конденсата. В случае рис. 1.21, б в схеме условно точка смешения перенесена за

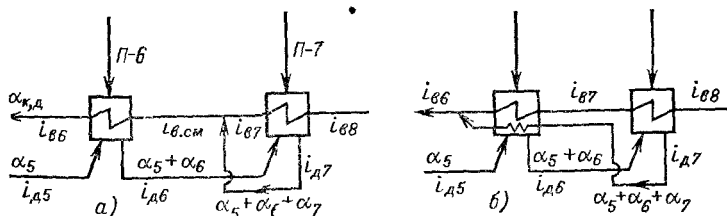


Рис. 1.21. К расчету α_6 , α_7 (к задаче 1.28)

П-6 и достаточно написать два уравнения — для баланса теплоты в П-6 и П-7. Особых преимуществ этот прием не дает, однако вносит некоторые упрощения. Напишем эти уравнения:

$$\alpha_6(i_6 - i_{д6}) + \alpha_5(i_{л5} - i_{д6}) = \alpha_{к,д}(i_{в6} - i_{п7})K_6 + \sum_5^7 \alpha(i_{в6} - i_{д7}), \quad (1.47)$$

$$\alpha_7(i_7 - i_{д7}) + (\alpha_5 + \alpha_6)(i_{л6} - i_{д7}) = \left(\alpha_{к,д} - \sum_5^7 \alpha \right) (i_{в7} - i_{в8})K_7. \quad (1.48)$$

Принимая $K_6=1,004$ и $K_7=1,003$ и подставляя известные значения энтальпий по табл. 1.4 и долей потоков, получим для П-6

$$\alpha_6 2510 + 0,03920 \cdot 183 = 0,801065 (497 - 383) 1,004 + 0,03920 \cdot 104 + \\ + \alpha_6 104 + \alpha_7 104$$

или

$$\alpha_6 2406 - \alpha_7 104 = 88,59.$$

Аналогично для П-7

$$\alpha_7 2515,49 + \alpha_7 212,49 = 126,08.$$

Решением этих уравнений будет:

$$\alpha_6 = 0,038845; \alpha_7 = 0,046840.$$

Находим энтальпию точки смешения дренажа. Приращение энтальпии в точке смешения составит:

$$\delta i_{B7} = \sum_5^7 \alpha (i_{D7} - i_{B7}) = 0,124885 \cdot 10 = 1,25 \text{ кДж/кг} \quad (1.49) \\ i_{B.CM} = 383 + 1,25 = 384,25 \text{ кДж/кг.}$$

Из-за малого влияния δi_{B7} можно ее оценивать, пользуясь выражением (1.49), для чего предварительно (грубо) оценить $\Sigma \alpha$.

Определение α_8 . Напишем уравнение теплового баланса для П-8 и подогревателя паром из уплотнений (рис. 1.18):

$$\alpha_8 (i_8 - i_{D8}) = \alpha_K' (i_{B8} - i_{BK}) K_8 - \alpha_{П.У} (i_{П.У} - i_{Д.П.У}), \quad (1.50)$$

где $\alpha_K' = \alpha_{K.Д} - \sum_5^7 \alpha = 0,801065 - 0,124885 = 0,676180$; принимаем $K_8 = 1,003$.

Подставляя известные данные из табл. 1.6 и найденные значения величин, входящих в (1.49), получим:

$$\alpha_8 2347 = 0,676180 (218 - 109,8) 1,003 - 0,026 (2750 - 335), \\ \alpha_8 = 0,028591.$$

Определяем поток воды из конденсатора:

$$\alpha_R = \alpha_K' - \alpha_8 - \alpha_{П.У} = 0,644989.$$

Задача 1.29. Определить расход пара на приводную турбину питательного насоса блока К-300-240 в долях от расхода свежего пара. Исходные данные для расчета принять по задаче 1.25. Процесс расширения пара в приводной турбине приведен на рис. 1.17.

Решение. Расчет производится по выражению

$$\alpha_{ПТН} = \frac{\alpha_{П.В} h_{П.Н}}{H_{П.Т} \gamma_M}. \quad (1.51)$$

Приращение энтальпии воды в питательном насосе, найденное при решении задачи 1.26,

$$h_{п.н}=38,1 \text{ кДж/кг.}$$

Внутренний теплоперепад в приводной турбине по рис. 1.17

$$H_{i \text{ п.т}}=415 \text{ кДж/кг.}$$

η_m — КПД механический приводной турбины,

$$\eta_m=0,975 \div 0,98.$$

Подставляя известные данные в (1.51), получим:

$$\alpha_{ПТН} = \frac{1,02 \cdot 38,1}{415 \cdot 0,975} = 0,09604.$$

Часть пара из выхлопа приводной турбины поступает в П-6, остальной пар возвращается в ЦНД главной турбины, доля этого пара составит:

$$\alpha'_{ПТН} = 0,096040 - 0,038845 = 0,057195.$$

Задача 1.30. Для турбоустановки К-300-240 в задачах 1.27, 1.28, 1.29 рассчитаны доли расходов пара от отборов турбины. Учтены некоторые служебные потоки $\alpha_{шт}$, $\alpha_{вып}$, α_y , $\alpha_{п.у}$, рассчитаны расход пара на приводную турбину и возврат части пара из выхлопа приводной турбины в ЦНД главной турбины. Требуется определить: внутреннюю работу турбины на 1 кг/с свежего пара; расход пара на турбину при мощности на зажимах 300 МВт; расход пара на подогреватели, на приводную турбину; мощность приводной турбины.

Решение. Расчет можно выполнить, пользуясь выражением (1.30) и руководствуясь рис. 1.18. Результат сводится в табл. 1.5.

Расход пара на турбину

$$D_0 = \frac{N_2}{H_{эв} \eta_m \eta_{г}} = \frac{300\,000}{1233,51 \cdot 0,99 \cdot 0,995} = 246,90 \text{ кг/с.}$$

Мощность приводной турбины питательного насоса

$$N_{ПТН} = D_{п.т} H_{i \text{ п.т}} = 23,54 \cdot 415 = 9769,1 \text{ кВт.}$$

Мощность, потребляемая на привод бустерных насосов,

$$N_{б.н} = (\alpha_{п.в} - \alpha_1 - \alpha_2) D_0 \frac{h_{б.н}}{\eta_{пр}} = 0,851393 \cdot 246,90 \cdot \frac{2,9}{0,95} = 641,7 \text{ кВт.}$$

Расход теплоты на турбоустановку

$$Q_{т.у} = 246,90(3386 - 1177,4) + 204,036 \cdot 591 = 665888,8 \text{ кДж/с.}$$

Удельный расход теплоты $Q_{т.у}/N_a = q_{т.у} = 2,22$.

Таблица 1.5. Расчет работы потоков пара в турбине и расходов пара из отборов

Отсек тур- бины	Доля отвода пара α	Расход че- рез отсек, доля от D_0	Энтальпия на входе	ΔH	Графа 3X X графа 5, кВт	Расход пара из отборов, кг/с
I	$\alpha_{шт} = 0,00230$	0,997700	3386	286	285,34	0,568
II	$\alpha_1 = 0,089382$	0,928318	3100	94	87,26	17,130
III	$\alpha_2 = 0,099225$	0,828393	3006+591	232	192,18	24,500
	$\alpha'_{шт} = 0,000700$					0,173
IV	$\alpha_3 = 0,023253$	0,709100	3365	113	80,13	5,741
	$\alpha_{п.т} = 0,096040$					23,712
V	$\alpha_4 = 0,030075$	0,679025	3252	181	122,90	7,425
VI	$\alpha_5 = 0,039200$	0,639825	3071	181	115,81	9,678
VII	$\alpha'_{п.т} = 0,057195$	0,697020	2890+6	151	105,25	-14,121
VIII	$\alpha_7 = 0,046840$	0,650180	2775	230	149,54	11,565
IX	$\alpha_8 = 0,028591$	0,621589	2515	153	95,10	7,059
$\Sigma \alpha = 0,378411$			$\Sigma \alpha H = H_{экр} = 1233,51$			$\Sigma D =$ =93,430
Поток в конденсатор		0,621589	2302			153,470
Всего						246,900

Составляем для контроля баланс потоков по конденсатору в долях от D_0 . Выход пара из проточной части — 0,621589, из уплотнений в выхлоп — 0,001400, из БНТ (выпар) — 0,002000, химически очищенная вода (добавок) — 0,020000, всего 0,644989.

Полученные значения совпадают с ранее определенными значениями потоков воды из конденсатора.

ГЛАВА ВТОРАЯ

РАСЧЕТ ВЛИЯНИЯ ИЗМЕНЕНИЙ В ТЕПЛОВОЙ СХЕМЕ НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ТУРБОУСТАНОВКИ

При составлении принципиальной тепловой схемы и ее расчете в ходе выполнения курсовых и дипломных проектов могут появиться задачи о влиянии тех или других изменений в системе регенеративного подогрева питательной воды. Такие задачи решаются в бюро расчетов турбинных заводов, а также в научно-исследовательских организациях при разработке и исследовании тепловых схем проектируемых турбоустановок. С задачами такого рода часто встречаются и инженеры на действующих тепловых электростанциях.

Наиболее простым, казалось бы, методом расчета эффекта от изменений в схеме является сопоставление двух тепловых балансов

для схемы до и после ее изменения, т. е. определение приращения расхода теплоты на турбоустановку при заданной электрической мощности.

Однако этот традиционный путь решения при ручном счете трудоемок, кроме того, приводит к нахождению малой разности между двумя большими числами, и результат часто оказывается неточным. Точный результат можно получить при применении ЭВМ, что, конечно, оправдывается в условиях турбинных заводов или научно-исследовательских организаций при проведении всестороннего анализа тепловых схем. При решении же единичных, частных задач применяются методы, позволяющие упростить процедуру расчета не в ущерб точности и получить результат, не прибегая к использованию больших ЭВМ, а пользуясь лишь микрокалькулятором или счетной линейкой. В СССР применяются два таких метода:

1. Метод расчета приращения потоков.

2. Метод коэффициентов изменения мощности (КИМ) и коэффициентов ценности теплоты (КТЦ) или аналогичный метод эквивалентных теплопадения [45]. Ниже кратко изложены основы этих методов и приведены задачи на их применение.

2.1. Метод расчета приращений потоков. Определение относительного приращения КПД

Исходя из выражений КПД турбоустановки для исходной и для измененной схемы:

$$\eta_{\text{э}} = \frac{(Q_0 - Q_{\text{к}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}}{Q_0}, \quad \eta'_{\text{э}} = \frac{(Q_0 + \Delta Q_0 - Q_{\text{к}} - \Delta Q_{\text{к}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}}{Q_0 + \Delta Q_0},$$

составляя их разность, получим выражение для приращения КПД, которое в результате приведения к общему знаменателю приобретает следующий вид:

$$\Delta \eta_{\text{э}} = \eta'_{\text{э}} - \eta_{\text{э}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \frac{Q_0 \Delta Q_{\text{к}} - Q_{\text{к}} \Delta Q_0}{Q_0 (Q_0 + \Delta Q_0)} = \frac{Q_{\text{к}}}{Q_0} \left(\frac{\Delta Q_{\text{к}}}{Q_{\text{к}}} - \frac{\Delta Q_0}{Q_0} \right) \frac{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}}{\left(1 + \frac{\Delta Q_0}{Q_0} \right)}. \quad (2.1)$$

Для относительного приращения КПД получается.

$$\frac{\Delta \eta_{\text{э}}}{\eta_{\text{э}}} = \frac{1 - \eta_{\text{и}}}{\eta_{\text{и}}} \left(\frac{\Delta Q_{\text{к}}}{Q_{\text{к}}} - \frac{\Delta Q_0}{Q_0} \right) \frac{1}{1 + \frac{\Delta Q_0}{Q_0}}. \quad (2.2)$$

В (2.1) можно заменить отношение $\Delta Q_{\text{к}}/Q_{\text{к}}$ относительным приращением расхода пара в конденсатор $\Delta a_{\text{к}}/a_{\text{к}}$, что справедливо, если в схеме нет слива дренажа в конденсатор, или небольшим изменением отвода теплоты с дренажем можно пренебречь. Получим выражение,

, котором явно выражена зависимость $\Delta\eta/\eta$ от относительного изменения массы потока пара в конденсатор [55],

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \left(\frac{\Delta\alpha_k}{\alpha_k} - \frac{\Delta Q_0}{Q_0} \right) \frac{1}{1 + \frac{\Delta Q_0}{Q_0}} \approx \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \left(\frac{\Delta\alpha_k}{\alpha_k} - \frac{\Delta Q_0}{Q_0} \right). \quad (2.3)$$

Если при решении задачи принять условие $Q_0 = \text{const}$ (для турбоустановок без промежуточного перегрева этому соответствует и $D_0 = \text{const}$), то необходимо рассчитывать лишь изменение доли расхода пара в конденсатор $\Delta\alpha_k$. При условии $Q_k = \text{const}$ определяется лишь приращение расхода теплоты ΔQ_0 .

Удобные расчетные выражения получаются также на основе выражения КПД в виде

$$\eta_3 = N_3 / Q_0; \quad \eta'_3 = \frac{N_3 + \Delta N_3}{Q_0 + \Delta Q_0}.$$

Для относительного приращения КПД получается:

$$\Delta\eta/\eta = \left(\frac{\Delta N_3}{N_3} - \frac{\Delta Q_0}{Q_0} \right) \frac{1}{1 + \frac{\Delta Q_0}{Q_0}} \approx \frac{\Delta N_3}{N_3} - \frac{\Delta Q_0}{Q_0}. \quad (2.4)$$

Если в схеме имеется узловая ступень подогрева (деаэратор, смешивающий подогреватель или подогреватель с дренажным насосом), то целесообразно выбирать условие решения задачи ($D_0 = \text{const}$, $D_k = \text{const}$) в зависимости от расположения ступени подогрева, в пределах которой рассматривается изменение схемы. Если эта ступень подогрева ниже узловой s (считая ступени по ходу воды), то следует принять условие $D_0 = \text{const}$.

При $j > s$ (например, изменение в пределах ПВД) целесообразнее расчет вести при условии $D_k = \text{const}$. Это приведет к сокращению числа операций.

После того как выполнен расчет и найдены изменения ΔQ_0 , ΔN и ΔQ_k , легко перейти и к другим желаемым условиям $Q_0 = \text{const}$, $N = \text{const}$, применяемым в практике анализа схем и при экономических расчетах.

Обратим внимание на то, что, выполняя расчет по (2.4) при условии $Q_k = \text{const}$, $Q_0 = \text{const}$ или $N = \text{const}$, для установки с электроприводом питательного насоса, иногда допускают ошибку, не учитывая изменения затрат энергии (мощности) на питательный насос, хотя при расчете расходов пара обычно учитывается повышение энтальпии воды в питательном насосе. Если про это не забывать, то приращение удельного расхода теплоты при любом из указанных условий расчета получается одинаковым. (Различие возникает при внесении поправок на изменение выходных потерь, вакуума, теплоперепада в ЧВД, что будет рассмотрено ниже.)

Задача 2.1. В схеме одной из зарубежных установок [55] (рис. 2.1) в подогревателе № 4 недогрев уменьшился на 2,88 К (1,6 F). Соответственно энтальпия воды за П-4 возрастает на 12,56 кДж/кг, в вышестоящем подогревателе подогрев воды уменьшится также на 12,56 кДж/кг.

Требуется найти относительное приращение КПД турбоустановки. Исходные данные по схеме: $N_0=100000$ кВт; $D_0=84,66$ кг/с; $q_0=2,388$; $\eta_{ам}=\eta_m\eta_g=0,9835$. Параметры схемы приведены на рис. 2.1.

Решение. В данном случае удобно принять условие $D_0=\text{const}$, что позволяет в явном виде определять приращения долей расходов пара из отборов, начиная с П-5:

$$\begin{aligned}\Delta\alpha_5 &= \frac{\delta i_{в5}}{i_5 - i_{д5}} = -\frac{12,56}{2173,9} = -0,0057800, \\ \Delta\alpha_4 &= \frac{-\delta i_{в5} - \Delta\alpha_5(i_{д5} - i_{д4})}{i_4 - i_{д4}} = \\ &= \frac{12,56 + 0,00578(992 - 809,2)}{2520,9} = 0,0054014, \\ \Delta\alpha_3 &= \frac{(\Delta\alpha_5 + \Delta\alpha_4)(i_{д4} - i_{д3})}{i_3 - i_{д3}} = \\ &= -\frac{(-0,00578 + 0,0054014)(809,2 - 637,1)}{2445,8} = 0,0000266, \\ \Delta\alpha_2 &= \frac{(\Delta\alpha_5 + \Delta\alpha_4 + \Delta\alpha_3)(i_{д3} - i_{д2})}{i_2 - i_{д2}} = \\ &= -\frac{(-0,00578 + 0,0054014 + 0,0000266) \cdot (637,1 - 354,5)}{2530,7} = \\ &= 0,0000393,\end{aligned}$$

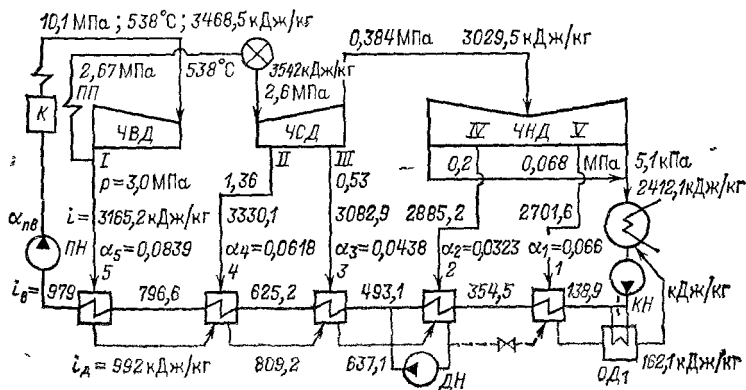


Рис. 2.1. К задачам 2.1, 2.2

$$\sum_2^5 \Delta\alpha = -0,0003127.$$

Так как подогреватель № 2 узловой, то расход пара в турбине за отбором 2 и расход воды перед П-2 изменяется на $\Delta\alpha_{п.в} = - \sum_2^5 \Delta\alpha = -0,0003127$, приращение расхода пара на П-1 будет:

$$\Delta\alpha_1 = \Delta\alpha_{п.в} \frac{\Delta i_{в1}}{i_1 - i_{д1}} = +0,0003127 \frac{215,6}{2539,5} = +0,0000265.$$

Изменение расхода пара в конденсатор составит:

$$\Delta\alpha_k = \sum_2^5 \Delta\alpha - \Delta\alpha_1 = 0,0003127 - 0,0000265 = 0,0002862$$

и увеличение отвода теплоты в конденсаторе

$$\Delta q_k \approx \Delta\alpha_k (i_k - i_{вк}) = 0,0002862 \cdot 2273,2 = 0,6506 \text{ кДж/кг.}$$

Изменение расхода теплоты Δq_0 определяется приращением потока пара через промперегреватель и составляет (на 1 кг свежего пара)

$$\Delta q_0 = -\Delta\alpha_5 \Delta i^{пп} = -0,00578 \cdot 376,1 = 2,174 \text{ кДж/кг.}$$

Увеличение работы (на 1 кг свежего пара) равно:

$$\Delta l = \Delta q_0 - \Delta q_k = 2,174 - 0,6506 = 1,5234 \text{ кДж/кг;}$$

$$\Delta N = D_0 \Delta l, \text{ кВт.}$$

Относительное приращение удельного расхода теплоты определяем по (2.4):

$$\begin{aligned} 100 \frac{\Delta q_0}{q_0} &\approx 100 \left[\frac{\Delta q_0 D_0}{N_0 q_0} - \frac{\Delta l \eta_{эм} D_0}{N_0} \right] = 100 \frac{D_0}{N_0} \left[\frac{\Delta q_0}{q_0} - \frac{\Delta l \eta_{эм}}{1} \right] = \\ &= 100 \frac{84,66}{100\,000} \left[\frac{2,174}{2,388} - \frac{1,5234 \cdot 0,9835}{1} \right] = -0,05\%. \end{aligned}$$

Такой же результат получен в [55] при решении этой задачи аналогичным методом с использованием (2.3). Необходимо проверить точность расчета увеличения работы (на 1 кг пара) путем определения выполненной работы в турбине потоками $\Delta\alpha_j$ по выражению (при $D_0 = \text{const}$)

$$\Delta l = H_l \sum_1^n (-\Delta\alpha) y = \sum_1^n (-\Delta\alpha) h_j, \quad (2.5)$$

где h_j — теплоперепады от точек отборов до выхлопа, их значения составляют:

$$h_5 = i_5 - \Delta i^{пп} - i_k = 1129,9 \text{ кДж/кг, } h_4 = i_4 - i_k = 918 \text{ кДж/кг;}$$

$$h_3 = 670,8; \quad h_2 = 473,1; \quad h_1 = 289,5 \text{ кДж/кг.}$$

Подставляя известные Δa и h_j в (2.5), получим $\Delta l = +0,00578 \cdot 1129,9 - 0,0054014 \cdot 918 - 0,0000266 \cdot 670,8 - 0,0000393 \cdot 473,1 - 0,0000265 \cdot 289,5 = 1,5283$ кДж/кг. Невязка составляет 0,3 %, что допустимо.

Задача 2.2. Определить изменение КПД турбоустановки при отключении дренажного насоса или подогревателя № 2, дренаж из П-2 направлен в подогреватель № 1 (П-1) в схеме на рис. 2.1. Принять, что энтальпия дренажа за П-2 (i_{dj2}) равна энтальпии воды за П-2 (i_{w2}); $\eta_{ам} = \eta_m \eta_r = 0,9835$.

Решение. Задачи об отключении или, наоборот, установке дренажного насоса, о замене поверхностного подогревателя смешивающим или о создании бездеаэрационной схемы встречаются довольно часто, поэтому здесь приводится вывод расчетных выражений в общем виде, применительно к случаям отключения дренажного насоса у подогревателя j и слива дренажа в подогреватель $j-1$; эти выражения применимы и для других случаев.

Для наглядности составления балансовых уравнений для подогревателя j , $j+1$ и $j-1$ поток дренажа в исходной схеме на рис. 2.2, а направлен (условно) непосредственно в корпус подогревателя $j+1$.

Напишем уравнение баланса теплоты для подогревателя $j+1$ в исходной схеме применительно к рис. 2.2, а

$$D_{j+1}(i_{j+1} - i_{dj+1}) = (W - W_{dj})\Delta i_{wj+1} - W_{dj+2}\Delta i_{dj+1} + W_{dj}(i_{wj+1} - i_{dj}).$$

Для обозначения потока дренажа из узлового подогревателя применяем верхний индекс у (узловой). На рис. 2.2, б представлена схема регенерации при отключенном насосе у подогревателя j и сливе дренажа в нижестоящий подогреватель $j-1$. При условии $D_0 = \text{const}$ расход конденсата через подогреватели $j+1$, $j-1$, $j-2$ будет W — такой же, как за подогревателем $j+1$ и перед ним в исходной схеме.

Напишем уравнение баланса теплоты для подогревателя $j+1$ в измененной схеме (рис. 2.2, б)

$$D'_{j+1}(i_{j+1} - i_{dj+1}) = W\Delta i_{wj+1} - W_{dj+2}\Delta i_{dj+1}.$$

Составляя разность D'_{j+1} и D_{j+1} , получим:

$$\Delta D_{j+1} = \frac{W_{dj}^y (i_{dj} - i_{wj})}{i_{j+1} - i_{dj+1}}. \quad (2.6)$$

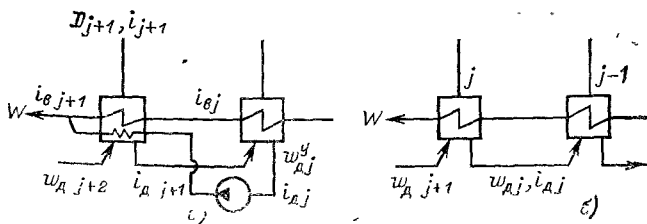


Рис. 2.2. К задаче 2.2

Путем написания выражений расходов пара для ступеней подогрева $j-1$ и т. д. для изменения и после изменения в схеме и составлении разностей получим:

$$\Delta D_j = \frac{W_{dj}^y \Delta i_{vj} - \Delta D_{j+1} \Delta i_{dj}}{i_j - i_{dj}}, \quad (2.7)$$

$$\Delta D_{j-1} = \frac{W_{dj}^y (\Delta i_{vj-1} - \Delta i_{dj-1}) - (\Delta D_{j+1} + \Delta D_j) \Delta i_{dj-1}}{i_{j-1} - i_{dj-1}}. \quad (2.8)$$

Для подогревателя $j-2$ и последующих аналогично получается:

$$\Delta D_{j-2} = \frac{W_{dj}^y (\Delta i_{vj-2} - \Delta i_{dj-2}) - \sum_{i=1}^{j+1} \Delta D \Delta i_{dj-2}}{i_{j-2} - i_{dj-2}},$$

$$\text{где } \sum_{j=1}^{j+1} \Delta D = \Delta D_{j+1} + \Delta D_j + \Delta D_{j-1}.$$

Заметим, что в (2.6), (2.7), (2.8) W_{dj}^y — количество дренажа, сливаемого из подогревателя j до отключения насоса.

Если решается обратная задача, т. е. находится влияние включения дренажного насоса у подогревателя $\Pi=j$, то значения ΔD_j можно найти по тем же формулам лишь с обратным знаком, однако в этом случае неизвестно W_{dj}^y , известной является W_{dj} :

$$W_{dj} = W_{dj}^y + \Delta D_{j+1} + \Delta D_j. \quad (2.9)$$

Подставляя в (2.9) значения ΔD_j и ΔD_{j+1} по (2.6) и (2.7) и делая некоторые преобразования, выражение (2.9) приводим к виду

$$W_{dj} = W_{dj}^y \left[\frac{i_j - i_{vj-1}}{i_j - i_{dj}} - \frac{(i_{dj} - i_{vj})(i_{j+1} - i_j)}{(i_j - i_{dj})(i_{j+1} - i_{dj+1})} \right]. \quad (2.9')$$

Второе слагаемое в квадратных скобках (2.9) составляет не более 0,2—0,3% от первого, и им можно пренебречь, т. е. принять, что

$$W_{dj}^y \approx W_{dj} \frac{i_j - i_{dj}}{i_j - i_{vj-1}}. \quad (2.10)$$

Пользуясь полученными выражениями, решим задачу 2.3. По данным, приведенным на рис. 2.1, количество сливаемого дренажа из $\Pi-2$, выраженное в долях от расхода свежего пара, составляет:

$$\frac{W_{dj}}{D_0} = \sum_2^5 \alpha = 0,0839 + 0,0618 + 0,0438 + 0,0323 = 0,2218.$$

Изменение расхода пара на подогреватель $\Pi-3$ по (2.6) равно нулю, так как по условию задачи $i_{dj} = i_{vj}$.

Изменение расхода пара на подогреватель $II-2$ по (2.7) будет:

$$\frac{\Delta D_2}{D_0} = \Delta \alpha_2 = \frac{0,2218(493,1 - 354,5)}{2885,2 - 493,1} = 0,012851.$$

Изменение расхода пара на подогреватель $II-1$ по (2.8)

$$\begin{aligned} \frac{\Delta D_1}{D_0} = \Delta \alpha_1 &= \frac{0,2218 [(354,5 - 138,9) - (493,1 - 162,1)] -}{2701,6 - 162,1} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{-0,01285(493,1 - 162,1)}{2701,6 - 162,1} = -0,011754. \end{aligned}$$

Изменение работы в турбоустановке, отнесенное на 1 кг свежего пара, составит:

$$\begin{aligned} \Delta l_i &= -[\Delta \alpha_2(i_2 - i_k) + \Delta \alpha_1(i_1 - i_k)] = \\ &= -0,012851 \cdot 473,1 + 0,011754 \cdot 289,5 = -2,677 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Находим приращение КПД:

$$100 \frac{\Delta \eta}{\eta} = 100 \frac{\Delta l_i D_0 \eta_m \eta_r}{N_s} = -100 \frac{2,677 \cdot 84,62 \cdot 0,9855}{100\,000} = -0,22\%.$$

При $q_0 = \text{const}$ $\Delta l_i = \Delta q_k$. Определим Δq_k по изменению потоков пара в конденсатор: $\Delta \alpha_k = -(\Delta \alpha_2 + \Delta \alpha_1) = -0,012851 + 0,011754 = -0,001097$

$$\begin{aligned} \text{и } \Delta q_k &= \Delta \alpha_k(i_k - i_{в.к}) + \left(\sum_2^5 \alpha + \Delta \alpha_2 + \Delta \alpha_1 \right) (i_{д1} - i_{в.к}) = \\ &= 0,001097 \cdot 2273,2 + (0,2218 + 0,012851 - 0,011754) \cdot 23,2 = 2,677 \text{ кДж/кг}, \end{aligned}$$

то же, что и Δl_i .

Задача 2.3. В схеме турбоустановки К-160-130 на Краснодарской ТЭЦ (исходная заводская схема приведена на рис. 2.3,а и б) кроме дренажного насоса подогревателя № 1 установлен дренажный насос подогревателя № 3, как показано пунктиром на рис. 2.3,а [29]. Определить приращение КПД.

Решение. Принимаем условие $D_0 = \text{const}$. В соответствии с выводом, приведенном в решении задачи 2.3, воспользуемся формулами (2.6) — (2.10). Количество дренажа, сливаемого из подогревателя $II-3$ в исходной схеме, составляет (рис. 2.3,а)

$$W_{д3} = D_4 + D_3 = 7,177 + 3,25 = 10,427 \text{ кг/с}.$$

Расход дренажа из $II-3$, когда подогреватель стал узловым, находим по (2.10):

$$W_{д3}^y = 10,427 \frac{2874 - 436,2}{2874 - 347,2} = 10,060 \text{ кг/с}.$$

Далее по (2.6), (2.7), (2.8) находим приращение расходов пара из отборов $\Delta D_4 = -0,0328 \text{ кг/с}$, $\Delta D_3 = -0,3329 \text{ кг/с}$; $\Delta D_2 = +0,0348 \text{ кг/с}$; $\Delta D_1 = +0,3672 \text{ кг/с}$.

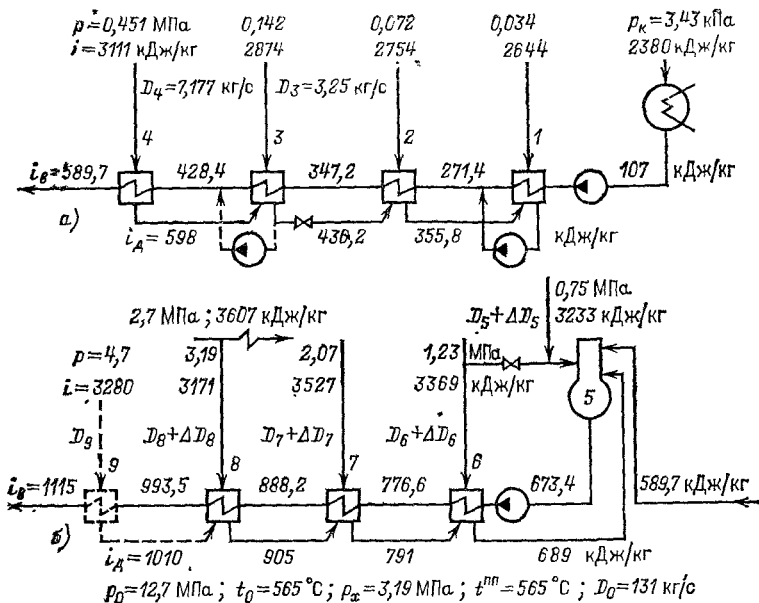


Рис. 2.3. Схема регенеративного подогрева турбоустановки К-160-130 (к задаче 2.3)

$$\Delta D_K = -[\Delta D_4 + \Delta D_3 + \Delta D_2 + \Delta D_1] = -0,0348 \text{ кг/с.}$$

$$\Delta Q_K = -0,0348 \cdot 2273 = -79,1 \text{ кВт}; \Delta N = -79,1 \text{ кВт.}$$

Проверка. Находим изменение работы пара в турбине, отнесенное на 1 кг/с свежего пара по изменениям расхода пара из отборов (2.5)

$$\begin{aligned} \Delta N_i &= \Sigma \Delta D_j (i_j - i_K) = -0,0328 \cdot 731 - 0,3329 \cdot 494 + \\ &+ 0,0333 \cdot 374 + 0,3672 \cdot 264 = 79,04 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Приращение КПД

$$100 \frac{\Delta \eta_{\Sigma}}{\eta_{\Sigma}} = 100 \frac{\Delta N_i \eta_{\Sigma M}}{N_{\Sigma}} = 100 \frac{79,1 \cdot 0,99}{160000} = 0,049\%.$$

Задача 2.4. Определить влияние снижения температуры питательной воды на 10°C в турбоустановке К-200-130 (возможные причины: протечки в переключательном клапане, загрязнение трубок и др.). Исходная схема представлена на рис. 2.4, параметры приведены по [20]; $N_a = 200 \text{ МВт}$; $D_0 = W = 159,17 \text{ кг/с}$; $Q_0 = 465,8 \text{ МВт}$; $q_a = 2,329$. Изменение энтальпии воды за подогревателем № 7 $\delta i_{n7} = -46,1 \text{ кДж/кг}$.

Решение. Удобно принять условие $Q_K = \text{const}$, так как в этом случае для решения требуется находить лишь изменения расходов па-

ра на подогреватели № 7, 6, 5, т. е. ΔD_7 , ΔD_6 , ΔD_5 . Приращение расхода пара на турбину определяется суммой

$$\Delta D_d = \Delta W = \Delta D_7 + \Delta D_6 + \Delta D_5.$$

Для сокращения записи введем обозначения:

$$\varphi_j = \frac{\Delta i_{Bj}}{i_j - i_{Dj}}; \quad \psi_j = \frac{\Delta i_{Dj}}{i_j - i_{Dj}}. \quad (2.11)$$

Для подогревателя № 7 будет также измененное значение φ'_7 :

$$\varphi'_7 = \frac{\Delta i_{B7} - \delta i_{B7}}{i_7 - i_{D7}} \quad \text{и} \quad \varphi_7 - \varphi'_7 = \Delta \varphi_7 = \frac{\delta i_{B7}}{i_7 - i_{D7}}.$$

В пределах ступени подогрева № 5 расположен питательный насос, поэтому вместо φ_5 будем пользоваться значением

$$\varphi_{5н} = \varphi_5 - \frac{h_{п.н}}{i_5 - i_{Д5}}. \quad (2.12)$$

Подстрочный индекс н в (2.12) указывает на то, что $\varphi_{5н}$ относится к ступени подогрева, в пределах которой установлен питательный насос.

Напишем уравнения для расчета расхода пара на подогреватель № 7 до изменения в схеме и после изменения:

$$D_7 = W\varphi_7; \quad D'_7 = (W - \Delta W)\varphi'_7 = W\varphi'_7 - \Delta W\varphi'_7.$$

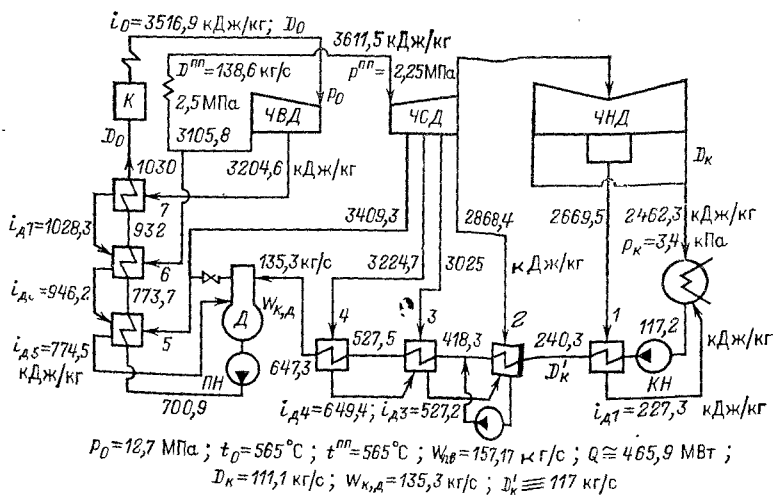


Рис. 2.4. Схема регенеративного подогрева турбоустановки К-200-130 (к задачам 2.5, 2.9, 2.14)

Составляя разность $D'_7 - D_7$, получим

$$\left. \begin{aligned} \Delta D_7 &= \Delta W \varphi'_7 - W \Delta \varphi_7 \\ \text{Аналогично придем к выражениям для } \Delta D_6 \text{ и } \Delta D_5: \\ \Delta D_6 &= \Delta W \varphi_6 - \Delta D_7 \psi_6; \\ \Delta D_5 &= \Delta W \varphi_{5н} - (\Delta D_7 + \Delta D_6) \psi_5. \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

Составляя сумму приращений расходов пара, получим аналитическое выражение для расчета ΔW .

$$\Delta W = - \frac{W \Delta \varphi_7 (1 - \psi_6) (1 - \psi_5)}{1 - [\varphi_{5н} + \varphi_6 (1 - \psi_5) + \varphi'_7 (1 - \psi_5) (1 - \psi_6)]}. \quad (2.14)$$

В табл. 2.1 приведены исходные данные и результаты расчета значений φ и ψ , а также $(1 - \psi)$ и произведения $\Pi(1 - \psi)$.

Таблица 2.1. К задаче 2.4

№ подогре- вателя	КДж/кг			φ	$\Delta \varphi$	ψ	$1 - \psi$	$\Pi(1 - \psi)$
	$i_f - i_{dj}$	Δi_{vj}	Δi_{dj}					
7	2176,3	98	—	0,04503	0,02118	—	—	—
6	2159,6	158,3	81,9	0,07930	—	0,03792	0,96208	0,85817
5	2162,0	126,4**	298,3	0,03349*	—	0,10800	0,89200	0,89200

$$\delta i_{в7} = 46,1 \text{ КДж/кг}; \varphi'_7 = 0,02385; h_{пн} = 33,9 \text{ КДж/кг}$$

*С учетом повышения энтальпии воды в ПН.

**Без учета ПН.

Подставляя в (2.14) данные из табл. 2.1, получаем:

$$\Delta W = - \frac{159,17 \cdot 0,02118 \cdot 0,85817}{1 - 0,03349 + 0,07330 \cdot 0,89200 + 0,02385 \cdot 0,85817} = -3,285 \text{ кг/с}$$

и по (2.17) находим:

$$\Delta D_7 = -3,285 \cdot 0,02387 - 159,17 \cdot 0,0212 = -3,453 \text{ кг/с};$$

$$\Delta D_6 = -3,285 \cdot 0,0733 + 3,453 \cdot 0,03792 = -0,110 \text{ кг/с};$$

$$\Delta D_5 = -3,285 \cdot 0,03349 + 3,563 \cdot 0,1080 = 0,275 \text{ кг/с}.$$

Определяем приращение внутренней мощности $\Delta N = \Sigma \Delta D h - \Delta N_{п.н.}$:

$$\Delta N = -3,453 \cdot 312,3 - 0,11 \cdot 411 + 0,275 \cdot 613,2 + 111,4 = -843,4 \text{ кВт},$$

где $\Delta N_{п.н.} = -3,285 \cdot 33,9 = -111,4 \text{ кВт}$.

Находим изменение расхода теплоты

$$\Delta Q_0 = D_0 \delta i_{в7} + \Delta D_0 (i_0 - i'_{в7}) + \Delta D^{пн} \Delta i^{пн},$$

$$\Delta D^{пн} = \Delta D_5 = +0,275 \text{ кг/с}.$$

$$\Delta Q_0 = +159,17 \cdot 46,1 - 3,285 (3516,9 - 1030 + 46,1) + 0,275 \cdot 505,7 = -844,1 \text{ кВт}$$

По условию решения задачи должно быть $\Delta Q_0 = \Delta N_i$, что практически подтверждается расчетом. Приращение КПД по (2.4)

$$100 \frac{\Delta \eta}{\eta} = \left(\frac{\Delta N_3}{N_3} - \frac{\Delta Q_0}{Q_0} \right) \frac{100}{1 + \frac{\Delta Q_0}{Q_0}} = \frac{\Delta Q_0}{Q_0} (q_3 \eta_{3\text{м}} - 1) \frac{100}{100 + \frac{\Delta Q_0}{Q_0}} =$$

$$= - \frac{844,1}{2,329} (2,329 \cdot 0,99 - 1) \frac{100}{1,0018} = - 0,238\%.$$

Примечание. Если не учитывать $\Delta N_{\text{п.н.}} = 111,4$ кВт, то для той же задачи было бы $\frac{\Delta \eta}{\eta} 100 = 0,297\%$. Такой результат приведен в [20], где не учтено изменение мощности питательного насоса (111,4 кВт). Соответственно на эту величину приращение мощности ΔN в [20] отличается от приращения расхода теплоты ΔQ_0 .

Задача 2.5. Рассчитать увеличение недогрева на 10°C для ПНД № 3 в схеме турбоустановки К-200-130 (см. рис. 2.4). Расход конденсата через подогреватель П-3 $W_{\text{к.д.}} = 135,3$ кг/с; $\delta i_{\text{вз}} = 42,4$ кДж/кг.

Указание. Принять условие $Q_0 = \text{const}$. Потери теплоты в окружающую среду не учитывать ($K_j = 1$, электромеханический КПД $\eta_{\text{эм}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} = 0,99$). В итоге решения определяются $\Delta D_{\text{к}}$, $\Delta Q_{\text{к}}$ и $\Delta N_i = -\Delta Q_{\text{к}}$.

$$\text{Ответ: } \Delta D_{\text{к}} = - \sum_1 \Delta D_i = 0,1507 \text{ кг/с; } \Delta D_1 = 0,0080 \text{ кг/с;}$$

$$\Delta Q_{\text{к}} = \Delta D_{\text{к}} (i_{\text{к}} - i_{\text{в.к}}) + \Delta D_1 (i_{\text{д1}} - i_{\text{в.к}}) =$$

$$= 0,1507 (2462,3 - 167,2) + 0,0080 (227,3 - 117,2) = 354,3 \text{ кВт;}$$

$$\Delta N_i = -\Delta Q_{\text{к}} = -354,3 \text{ кВт.}$$

$$100 \frac{\Delta \eta}{\eta} = 100 \frac{\Delta N_3}{N_3} = - 100 \frac{354,3 \cdot 0,99}{200\,000} = - 0,175\%.$$

Задача 2.6. На рис. 2.5 представлена схема регенерации турбоустановки К-800-240 с указанием энтальпий пара и воды по [59]. Для этой схемы требуется сопоставить расчетом изменения мощности два способа подогрева воздуха в калориферах перед РВП, указанных в схеме на рис. 2.5,а.

1-й способ — водой, отбираемой в качестве 76 кг/с из бака-аккумулятора деаэрационной установки; охлажденная вода возвращается с температурой 35°C ($i_{\text{в}} = 146,5$ кДж/кг) в тепловую схему перед конденсатным насосом;

2-й способ — паром из отбора на П-4, конденсат пара возвращается в корпус подогревателя № 2 с температурой 97°C (407,7 кДж/кг).

Количество теплоты, расходуемой на подогрев воздуха, в обоих случаях принять одинаковым: Q_T . Потери теплоты в окружающую среду не учитывать.

У к а з а н и е. Принять условие $Q_0 = \text{const}$. Изменение мощности установки при отпуске теплоты при $Q_0 = \text{const}$ определяется по выражению

$$\Delta N = -[Q_T - \Delta Q_K] = -Q_T + \Delta D_K (i_K - i_{в.к}).$$

При отпуске теплоты водой изменение расхода пара в конденсатор ΔD_K определяется по выражению

$$\Delta D_K = - \sum_1^5 \Delta D_i.$$

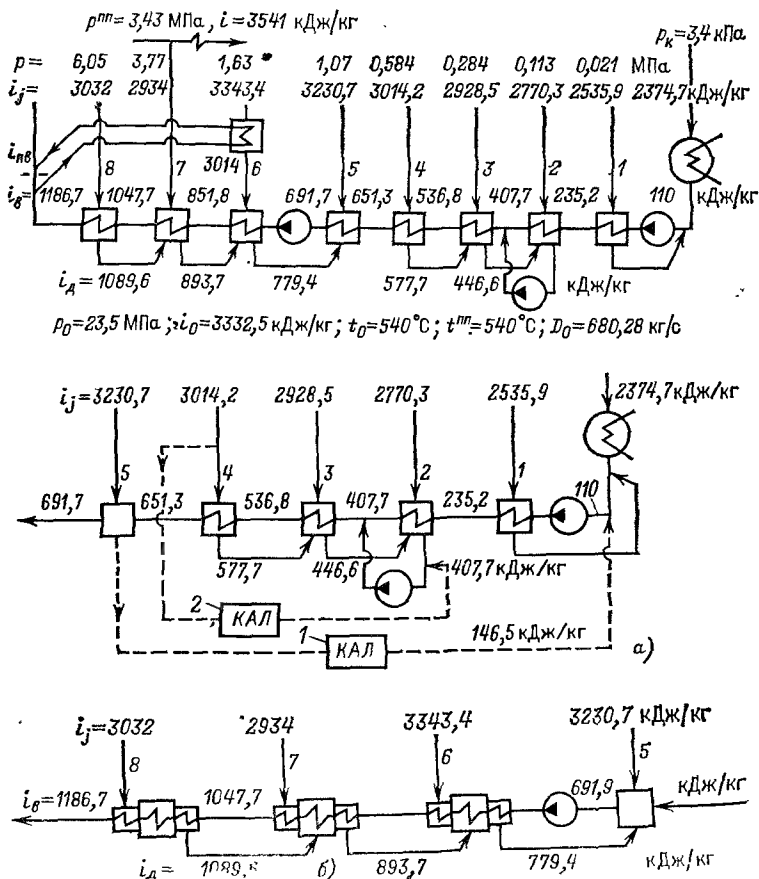


Рис. 2.5. Регенеративная схема турбоустановки К-800-240

При подогреве воздуха паром с расходом $D_{\text{нал}}$ прирост расхода пара в конденсатор $\Delta D'_k$ находится как

$$\Delta D'_k = -[D_{\text{нал}} + \Delta D'_1 + \Delta D'_2].$$

Значения приращений ΔD принимаются со своими знаками («плюс» — при увеличении и «минус» — при уменьшении расхода пара из отбора).

О т в е т. При отпуске теплоты Q_T водой $\Delta N = -5338$ кВт, при отпуске паром $\Delta N' = -10577$ кВт. Решение о выборе способа подогрева принимается на основании технико-экономического расчета, который можно выполнить при проведении конструктивной разработки и расчета приведенных затрат по вариантам. При этом для каждого из вариантов проводятся оптимизация скоростей теплоносителя, выбор типа поверхностей нагрева калориферов и др. [70].

Задача 2.7. Определить КПД турбоустановки К-800-240, схема регенерации которой приведена на рис. 2.5, $D_0 = 680,28$ кг/с.

У к а з а н и е. Потери теплоты не учитывать ($k=1$). Приращение энтальпии воды в питательном насосе принять $h_{п.н} = 40$ кДж/кг. Долю расхода пара на приводимую турбину принять равной

$$\alpha_{п.т} = \frac{D_{п.т}}{D_0} = \frac{h_{п.н}}{H_{и.т} \eta_{пр}} = \frac{40}{940 \cdot 0,98} = 0,043420,$$

где $H_{и.т}$ — использованный теплоперепад в турбине; $\eta_{пр}$ — коэффициент, учитывающий механические и другие внешние потери приводной турбины.

Подведенная теплота в установку, отнесенная на 1 кг свежего пара составляет:

$$q_0 = [i_0 - i_{в8} - \alpha_6 \delta i_{п0} + (1 - \alpha_8 - \alpha_7) \Delta i_{пп}],$$

$\delta i_{п0}$ — снижение энтальпии пара в пароохладителе к подогревателю П-6, включенном по схеме ПОЕ, на 329,4 кДж/кг.

О т в е т. Доли пара из отборов на регенеративные подогреватели:

$$\alpha_8 = 0,071560; \quad \alpha_4 = 0,036044;$$

$$\alpha_7 = 0,089156; \quad \alpha_3 = 0,038894;$$

$$\alpha_0 = 0,044531; \quad \alpha_2 = 0,047326;$$

$$\alpha_{п.т} = 0,043420; \quad \alpha_1 = 0,034395;$$

$$\alpha_5 = 0,005726; \quad \alpha_6 = 0,588639;$$

$$i_{п.в} = i_{в8} + \alpha_6 \delta i_{п0} = 1201,4 \text{ кДж/кг.}$$

Работа пара в главной турбине, отнесенная на 1 кг свежего пара (эквивалентный теплоперепад),

$$H_{\text{экр}} = \sum_{i=1}^8 \alpha_i H_i + \alpha_k H_k = 1208,64 \text{ кДж/кг.}$$

Подведенная теплота в котле на 1 кг пара

$$q_0 = 2640,54 \text{ кДж/кг.}$$

КПД турбоустановки нетто

$$\eta_i = \frac{1208,64}{2640,54} = 0,45772.$$

Внутренняя мощность турбины

$$N_i = D_0 H_{\text{экр}} = 824 \text{ МВт.}$$

Задача 2.8. Определить снижение экономичности турбоустановки рассмотренной в задаче 2.7, если вместо пароохладителя к подогревателю П-6, включенного на потоке воды за подогревателем П-8 (схема включения ПОЕ), будет охладитель, включенный по обычной схеме (ПОФ) (рис. 2.5,б).

Приращение энтальпии питательной воды за подогревателем П-4 определяется в ходе расчета:

$$\delta i_{в6} = \alpha'_{в6} (i'_{в6} - i_{в6}).$$

У к а з а н и е. Принять условие $D_0 = \text{const.}$ При этом будет:

$$\Delta D_8 = 0; \quad \Delta D_7 = D_0 \frac{\delta i_{в6}}{i_7 - i_{д7}}; \quad \Delta D_6 = -\Delta D_7 \frac{\Delta i_{д6}}{i_6 - i_{д6}};$$

$$\Delta D_5 = (\Delta \dot{D}_7 + \Delta D_6) \frac{i_{д6} - i_{в5}}{i_5 - i_{д5}}.$$

Расход пара в части турбины за точкой отбора на П-5 изменится на

$$\Delta D_{\text{отс}} = \sum_5^8 \Delta D_j = \Delta D_8 + \Delta D_7 + \Delta D_6 + \Delta D_5.$$

Приращение мощности установки составит:

$$\Delta N = -[\Delta D_7 (i_7 + \Delta i_{\text{мп}} - i_8) + \Delta D_6 (i_6 - i_8)] + \frac{\sum_5^8 \Delta D_j N_{\text{отс}}}{D_0 \left(1 - \sum_5^8 \alpha\right)},$$

где $N_{\text{отс}}$ — мощность отсека турбины ниже точки отбора на подогреватель П-5. По данным, приведенным в решении задачи 2.7, $N_{\text{отс}} =$

$$= D_0 \sum_1^4 \alpha (i_8 - i_j) + \alpha_k (i_8 - i_k) = 355\,000 \text{ кВт}; \quad \left(1 - \sum_5^8 \alpha\right) \text{ по расчет}$$

исходной схемы равно 0,745607 (задача 2.7).

Приращение расхода теплоты в свежем паре будет

$$\Delta Q_0 = D_0 \delta i_{\text{п.в}} + (-\Delta D_7) \Delta i_{\text{мп}},$$

где $\delta i_{п.в}$ — изменение энтальпии питательной воды, поступающей в котел (по задаче 2.7), $\delta i_{п.в} = 14,7$ кДж/кг

О т в е т. Получено приращение КПД по (2.4)

$$100 \frac{\Delta \eta}{\eta} = \left(\frac{\Delta N_t}{N_t} - \frac{\Delta Q_0}{Q_0} \right) \cdot \frac{100}{1 + \frac{\Delta Q_0}{Q_0}} = -0,127\%.$$

Приращение энтальпии воды за подогревателем П-6 $\delta i_{в6} = 14,8$ кДж/кг.

Приращения расходов пара из отборов

$$\Delta D_7 = -4,9346 \text{ кг/с}; \Delta D_6 = 0,252 \text{ кг/с}; \Delta D_5 = 0,233 \text{ кг/с}.$$

Примечание. Изменение расхода пара из отборов ЧВД при условии $D_0 = \text{const}$ приводит к изменению расхода пара в ЧСД и ЧНД, и если рассматривается выполненная установка, то происходит повышение давления перед ЧСД, а следовательно, и за ЧВД. Это приводит к изменению использованного теплоперепада, что особенно сказывается в ЧВД (рис. 2.6).

Таким образом, решение при условии $D_0 = \text{const}$ для схем с пром-перегревом требует учета изменения параметров пара, в частности за ЧВД. Аналогичная задача более подробно рассмотрена в гл. 6, где найдено приращение пиковой мощности блока при отключении ПВД (задача 6.9).

В приведенных задачах (2.1) — (2.8) рассматривались некоторые изменения структуры схемы. Применение метода приращения потоков показывает, что процедура решений этих задач довольно сложная, хотя выбором того или иного условия ($Q_0 = \text{const}$, $Q_k = \text{const}$, $D_0 = \text{const}$ и др.)

решения несколько упрощаются. Не менее сложными получаются решения и при расчете влияния подвода (или отвода) теплоты в схему извне или изменения массы потоков (подогрев, добавка химически чистой воды, дистиллята, получаемого в испарителях, отвод теплоты на подогрев воздуха или подогрев конденсата в экономайзерах низкого давления).

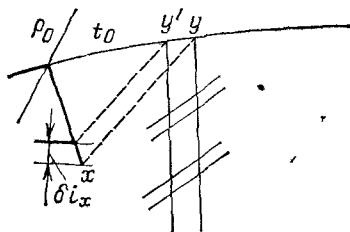


Рис. 2.6. К оценке влияния изменения расхода пара из отборов

2.2. Метод коэффициентов изменения мощности

В § 1.3 изложено понятие о коэффициенте изменения мощности ϵ . Переходя к практическому применению этого понятия, кратко повторим основное определение ϵ для реальной схемы.

Если в тепловой схеме конденсационной турбоустановки к питательной воде в пределах ступени подогрева j подводится извне теплота Q , то при неизменном расходе теплоты в свежем паре $Q_0 = \text{const}$ произойдет приращение мощности, которое можно принимать пропорциональным подведенному извне количеству теплоты:

$$\Delta N = e_j Q. \quad (2.15)$$

Коэффициент пропорциональности e_j носит название коэффициент изменения мощности (КИМ) и является своего рода характеристикой ступени подогрева j .

Особенность расчетов с помощью коэффициентов e заключается в предельном сокращении процедуры не в ущерб точности результата. Например, для задачи 2.5 увеличение недогрева в подогревателе № 3 в схеме К-200-130 можно представить как уменьшение подвода теплоты на подогрев питательной воды в подогревателе № 3 на $Q = W \delta i_{в3}$ и увеличение на такое же количество подвода теплоты на подогрев в вышестоящем подогревателе № 4. Результат с помощью e запишется так:

$$\Delta N = -(e_4 - e_3) W \delta i_{в3}. \quad (2.16)$$

Значения e можно определить расчетом тепловых схем, находя приращение ΔN при подводе извне определенного количества теплоты (поочередно в каждую из ступеней подогрева [63]).

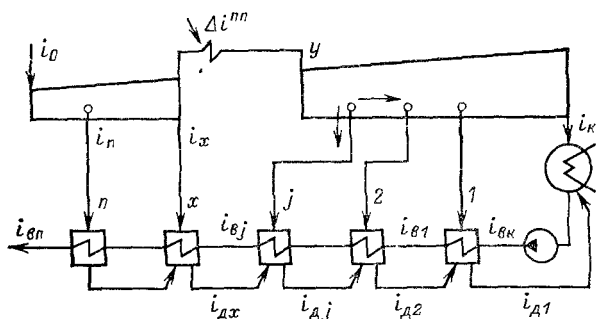


Рис. 2.7. К выводу формул (2.17)—(2.19)

Существует и другой путь расчета значений e , который основан на том простом факте, что если в тепловой схеме с регенеративным подогревом воды рассматривать два потока пара (например, по 1 кг массы), один из которых направляется в проточную часть, а другой в корпус регенеративного подогревателя и далее по схеме каскада дренажа до конденсатора (рис. 2.7), то, учитывая эффект от использования теплоты пара (и его дренажа) с помощью коэффициентов e и приравни-

вая его работе, совершаемой потоком в проточной части, придем [40], [41] к выражению

$$e_j(i_j - i_{dj}) + \sum_1^{j-1} e \Delta i_v = i_j - i_k. \quad (2.17)$$

То обстоятельство, что оба потока пара обеспечивают одинаковую выработку энергии, легко понять, исходя из чисто практических соображений: если подвести извне в подогреватель j 1 кг пара с энтальпией i_j , то высвободившийся 1 кг пара при условии $Q_0 = \text{const}$ совершит в турбине работу $i_j - i_k$.

Выражение (2.16) является расчетной формулой для e в схеме с полным каскадом дренажа. Если написать выражение, аналогичное (2.16), применительно к точке отбора $j-1$ и подогревателю $j-1$ и решить совместно с (2.16) относительно e_j , то придем к формуле

$$1 - e_j = (1 - e_{j-1}) \frac{i_{j-1} - i_{dj}}{i_j - i_{dj}}, \quad (2.18)$$

позволяющей находить e_j при известном значении e_{j-1} .

Если подогреватель j узловой, то, рассматривая два потока пара из точки j турбины, придем к расчетной формуле для e^c_j , где верхний индекс c указывает на то, что ступень j узловая:

$$e^c_j(i_j - i_{v,j-1}) = i_j - i_k - \sum_1^{j-1} e \Delta i_v \quad (2.19)$$

$$\text{или} \quad 1 - e^c_j = \frac{i_k - i_{vj-1} + \sum_1^{j-1} e \Delta i_v}{i_j - i_{vj-1}}.$$

В схеме с промежуточным перегревом лишь для ступени подогрева x (рис. 2.7) расчетная формула для e_x отлична [40] от (2.18):

$$1 - e_x = (1 - e_{x-1}) \frac{i_{x-1} - i_{dx}}{i_x - i_{dx}} \cdot \frac{(1 - \eta) \Delta i_{\text{III}}}{i_x - i_{dx}}. \quad (2.20)$$

Примеры решения задач позволяют приобрести навыки не только практического применения КИМ в численных расчетах, но и составления расчетных выражений и их анализа.

Для теплофикационных турбин также применим метод коэффициентов изменения мощности, но расчет их имеет некоторые особенности, которые будут рассмотрены при решении задач.

Задача 2.9. Рассчитать значения e и η для схемы турбоустановки К-200-130 (рис. 2.4).

Решение. Расчет сводим в табл. 2.2.

Таблица 2.2. Решение задачи 2.9

$1 - e$	Δi_B	$e \Delta i_B$
$1 - e_1 = \frac{2462,3 - 227,3}{2669,5 - 227,3} = 0,915158$	123,1	10,444
$1 - e_2 = \frac{2462,3 - 240,3 + 10,444}{2868,4 - 240,3} = 0,849495$	178,0	26,790
$1 - e_3 = (1 - e_2) \frac{2868,4 - 527,1}{3025,9 - 527,1} = 0,796238$	109,2	22,251
$1 - e_4 = (1 - e_3) \frac{3025,9 - 649,4}{3224,7 - 649,4} = 0,734494$	119,8	$\frac{31,808}{91,293}$
$1 - e_5 = \frac{2462,3 - 647,3 + 91,293}{3409,3 - 647,3} = 0,690186$	126,4	39,160
$1 - e_6 = (1 - e_5) \frac{3409,3 - 946,2}{3105,8 - 946,2} =$ $= \frac{(1 - \eta) 505,7}{2159,6} = 0,553018 + 0,234164\eta$	158,3	70,757—37,068 η
$1 - e_7 = (1 - e_6) \frac{3105,8 - 1028,3}{3204,6 - 1028,3} =$ $= 0,527912 + 0,223533\eta$	98,0	$\frac{46,265 - 21,906\eta}{247,475 - 58,974\eta}$
$\eta = \frac{3516,9 + 505,7 - 2462,3 - 247,475}{3516,9 + 505,7 - 1030 - 58,974} = \frac{1312,825}{2933,626} = 0,44751$		
$e_6 = 0,342150; \quad e_7 = 0,372054; \quad e_1/\eta = 0,189; \quad e_2/\eta = 0,336;$		
$e_3/\eta = 0,455; \quad e_4/\eta = 0,593; \quad e_5/\eta = 0,692; \quad e_6/\eta = 0,765;$		
$e_7/\eta = 0,831$		

1) В табл. 2.2 кроме значений e рассчитаны также и значения η по формуле, аналогичной (2.19), но с учетом подвода теплоты в промежуточном перегревателе:

$$\eta(i_0 - i_{п.в}) = i_0 + \Delta i^{ин} - i_K - \sum_1^n e \Delta i_B - \eta \Delta i^{ин}, \quad (2.21)$$

откуда следует:

$$\eta = \frac{i_0 + \Delta i^{ин} - i_K - \sum_1^n e \Delta i_B}{i_0 + \Delta i^{ин} - i_{п.в}}. \quad (2.21')$$

2) Обратим внимание на то, что значения e , начиная со ступени подогрева x , выражаются линейной функцией КПД вида

$$e_{j(j \geq x)} = \alpha_j - \beta_j \eta \quad \text{или} \quad 1 - e_j = 1 - \alpha_j + \beta_j \eta, \quad (2.22)$$

где α_j, β_j — числовые коэффициенты. Поэтому и сумма произведений

$\sum_{j=1}^n e \Delta i_{\text{в}}$, входящая в (2.21'), получается в функции КПД аналогично (2.22):

$$\sum_{j=1}^n e \Delta i_{\text{в}} = A - B \eta. \quad (2.22')$$

3) После подстановки суммы из (2.22') в (2.20') получается расчетное выражение для η в явном виде:

$$\eta = \frac{i_0 + \Delta i^{\text{пп}} - i_{\text{к}} - A}{i_0 + \Delta i^{\text{пп}} - i_{\text{п.в}} - B}. \quad (2.23)$$

4) Особенность рассчитанного внутреннего абсолютного КПД в том, что им не учитывается повышение энтальпии воды в питательном насосе. Числитель дроби в (2.23) является внутренней работой в цикле, отнесенной на 1 кг пара, знаменатель является количеством подведенной теплоты также на 1 кг пара.

5) Коэффициенты α и β , входящие в (2.21), имеют и самостоятельное применение. Так как вывод выражений для КИМ сделан при условии $Q_0 = \text{const}$, то изменения в схеме, затрагивающие расходы пара на подогреватель ($x, x+1$), приведут к изменению потока пара через промперегреватель, т. е. к изменению подвода теплоты ΔQ_0 . Для компенсации этого количества теплоты необходимо изменение расхода свежего пара.

При вводе теплоты Q извне, например в пределах ступени подогрева x , изменение мощности составит:

$$\Delta N = (\alpha_x - \beta_x \eta) Q = \alpha_x Q - (\beta_x Q) \eta. \quad (2.24)$$

Величина $\alpha_x Q$ определяет приращение мощности при $D_0 = \text{const}$, при этом изменение подвода теплоты в промперегревателе составит $\Delta Q_0 = \Delta D^{\text{пп}} \Delta i^{\text{пп}}$. Величина $(\beta_x Q) \eta$ является компенсацией указанного изменения подвода теплоты в промперегревателе, т. е.

$$(\beta_x Q) \eta = \Delta Q_0 \eta \quad \text{и} \quad \beta_x Q = \Delta D^{\text{пп}} \Delta i^{\text{пп}}. \quad (2.25)$$

В общем виде, когда изменяется расход пара не только в отборе x , но и в вышестоящих отборах, получается:

$$\sum_x \beta_j Q_j = \Delta D^{\text{пп}} \Delta i^{\text{пп}} \quad (2.26)$$

и изменение расхода свежего пара $\Delta D_0 = \sum_x \beta_x Q_x / q_0$, где q_0 — количество

теплоты, подведенной к свежему пару в котле и промпрегревателях, отнесенное на 1 кг свежего пара.

Задача 2.10. Составить с помощью КИМ выражение для учета влияния питательного насоса. Определить внутренний абсолютный КПД турбоустановки К-200-130 с учетом ПЭН, пользуясь данными табл. 2.2.

Решение. Повышение энтальпии воды в питательном насосе, как результат увеличения энергии за счет повышения давления, определяется выражением

$$h_{п.н} = \frac{(p_n - p_v) \bar{v}}{\eta_{а.н}}, \quad (2.27)$$

где $p_n - p_v$ — повышение давления воды в питательном насосе; $\bar{v}$ — средний удельный объем воды в питательном насосе; $\eta_{а.н}$ — КПД питательного насоса (гидравлический)

Затрата мощности на питательный насос без учета внешних потерь (на регулирование, электродвигатель, трансформатор и др.)

$$N_{п.н} = W h_{п.н}. \quad (2.28)$$

Полная затрата мощности на ПЭН с учетом потерь привода составит

$$N_{п.н} = N_{п.н.т} \frac{1}{\eta_{пр}} = \frac{W h_{п.н}}{\eta_{пр}}. \quad (2.29)$$

Для турбоустановки К-200-130 значение $h_{п.н}$ дано в [21] и составляет 33,9 кДж/кг, что соответствует $p_n - p_v = 21$ МПа. $\eta_{а.н} = 0,755$; $\eta_{пр} = \eta_{эл.д} \eta_{ред} \eta_{гм} \approx 0,90$; $\eta_{эл.д}$ — КПД электродвигателя; $\eta_{ред}$ — КПД редуктора; $\eta_{гм}$ — КПД гидромукты, $\bar{v} = 0,00109$ м³/кг

Влияние ПЭН на внутреннюю работу турбины (на 1 кг свежего пара), с учетом данных табл. 2.2, составит

$$\frac{W}{D_0} \left(\frac{1}{\eta_{пр}} - e_5 \right) h_{п.н} = \left(\frac{1}{0,90} - 0,3089 \right) \cdot 33,9 = 27,16 \text{ кВт}.$$

Соответственно внутренний абсолютный КПД с учетом влияния ПЭН будет равен для турбоустановки К-200-130

$$\eta_{*i} = 0,44751 - \frac{27,16}{2933,6} = 0,43825,$$

где 0,44751 — значение η_i по табл. 2.2 без учета влияния ПЭН

Задача 2.11. Определить влияние увеличения недогрева на 10°С в подогревателе № 3 в схеме турбоустановки К-200-130 (рис. 2.4). Расход воды через подогреватель $W_{к.д} = 135,3$ кг/с, значение e принять по табл. 2.2; $\eta_m \eta_r = 0,99$; $\delta i_{в3} = -42,4$ кДж/кг.

Решение. Применяя формулу (2.16) для приращения мощности при $Q_0 = \text{const}$, получаем:

$$\Delta N_i = 135,3 \cdot 42,4 (0,265506 - 0,203762) = 354,2 \text{ кВт};$$

$$100 \frac{\Delta q_3}{q_3} = 100 \frac{\Delta N_3}{N_3} = \frac{0,99 \cdot 354,2 \cdot 100}{200\,000} = 0,175\%,$$

то же, что в задаче 2.5.

Задача 2.12. Определить влияние увеличения недогрева воды на 10°C в подогревателе № 5 турбоустановки К-200-130. Расход воды через подогреватель $W = 159,17 \text{ кг/с}$.

Решение. Применим формулу (2.16); значения e принимаем по табл. 2.2. Получим:

$$\Delta N = W(e_6 - e_5) \delta i_{в5}.$$

По [9] находим $\delta i_{в5} = 43,1 \text{ кДж/кг}$, подставляя известные величины e_6 и e_5 из табл. 2.2, получим:

$$\Delta N_i = 159,17 (0,44698 - 0,23416\eta - 0,30981) \cdot 43,1 = 222,2 \text{ кВт}.$$

Рассчитаем количество теплоты, дополнительно подведенной в перегревателе, по (2.25):

$$\Delta Q_{пп} = W \delta i_{в5} \beta = 159,17 \cdot 43,1 \cdot 0,23416 = 1606,4 \text{ кВт}$$

и далее изменение расхода свежего пара по (2.26):

$$\Delta D_0 = \frac{\Delta Q_0}{q_0} = \frac{1606,4}{2933,6} = 0,547 \text{ кг/с},$$

а также изменение затраты энергии на питательный насос, за вычетом приращения энтальпии питательной воды по (2.29):

$$\begin{aligned} \delta N_{п.н} &= \Delta D_0 \left(\frac{1}{\eta_{пр}} - e_5 \right) h_{п.н} = \\ &= 0,547 \left(\frac{1}{0,90} - 0,30981 \right) \cdot 33,9 = 14,8 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

скомое изменение удельного расхода теплоты будет:

$$100 \frac{\Delta q_3}{q_3} = 100 \frac{(222,2 + 14,8) 0,99}{200\,000} = 0,117\%.$$

Примечание. При изменениях расхода свежего пара приращение затрат мощности на привод питательного насоса в общем случае следует оценивать по характеристике питательного насоса. Если характеристики нет, то влияние питательного насоса рекомендуется рассчитывать по формуле [53]

$$\delta N_{п.н} = \Delta W_{п.в} \left(\frac{1}{\eta_{пр}} - e_n \right) \varphi, \quad (2.30)$$

где e_n — коэффициент изменения мощности для той ступени подогрева, в пределах которой установлен насос; φ — коэффициент, учитывающий характеристику насоса (влияние холостого хода) $\varphi \approx 0,7 \div 0,8$.

Задача 2.13. Рассчитать влияние снижения температуры питательной воды на 10°C в схеме турбоустановки К-200-130 (рис. 2.4).

Решение. В общем случае решение определяется выражением (2.16). Прежде всего отметим, что КПД установки изменится, обозначим его η' . Выражение (2.16)

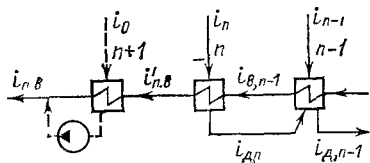


Рис. 2.8. К задаче 2.13

(рис. 2.8) и тогда искомое приращение мощности будет:

$$\Delta N = W(i_{п,в} - i'_{п,в})(e_{n+1} - e_n).$$

Но этот $(n+1)$ -й подогреватель, очевидно, не может повлиять на КПД установки, т. е. для расходуемой в нем теплоты значение КИМ равно КПД установки, $e_{n+1} = \eta'$, и, следовательно, расчетная формула для ΔN приобретает такой вид:

$$\Delta N = -W\delta i_{п,в}(\eta' - e_n) = W\delta i_{п,в}[(\eta - e_n) + (\eta' - \eta)]. \quad (2.31)$$

Так как, с другой стороны, приращение мощности равно произведению приращения КПД на исходный расход теплоты

$$\Delta N = (\eta' - \eta) Q_0, \quad (2.32)$$

то на основе этих выражений для ΔN придем к формуле, пригодной для численного расчета:

$$\Delta N = - \frac{(\eta - e_n) W \delta i_{п,в}}{1 + \frac{W \delta i_{п,в}}{Q_0}}. \quad (2.33)$$

По рис. 2.4 $W = 159,17$ кг/с; $Q_0 = 465,856$ МВт.

Изменение энтальпии воды при $p_в = 20$ МПа составит $46,1$ кДж/кг.

Значения η и e принимаем из табл. 2.2 и, подставляя известные величины в (2.33), получим:

$$\Delta N = - \frac{(\eta - 0,472 + 0,2235\eta) 159,17 \cdot 46,1}{1 + \frac{159,17 \cdot 46,1}{465,856}} = 545,8 \text{ кВт.}$$

Изменение подвода теплоты в промперегревателе

$$\Delta Q_{пп} = 0,2235 \cdot 159,17 \cdot 46,1 = 1634 \text{ кВт.}$$

Изменение расхода свежего пара

$$\Delta D_0 = \frac{(1 + \beta) W \delta i_{п.в}}{Q_0/D_0 + \delta i_{п.в}} = \frac{1,2235 \cdot 159,17 \cdot 46,1}{2926,8 + 46,1} = 3,020 \text{ кг/с.}$$

Изменение затрат мощности на привод питательного насоса с учетом повышения энтальпии воды в ПЭН по (2.30)

$$\begin{aligned} \delta N_{п.н}^* &= \Delta D_0 \left(\frac{1}{\eta_{пр}} - e_s \right) h_{п.н\varphi} = \\ &= 3,02 \left(\frac{1}{0,90} - 0,30981 \right) \cdot 33,9 \cdot 0,8 \approx 66 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Изменение удельного расхода теплоты

$$\begin{aligned} 100 \frac{\Delta q_э}{q_э} &= \frac{(\Delta N - \Delta N_{п.н}^*) \eta_{эм}}{N_э \left(1 + \frac{\Delta N - \Delta N_{п.н}^*}{N_э} \right)} 100 = - \frac{(545,8 - 66,0) \cdot 0,99}{200\,000 \cdot 0,9976} 100 = \\ &= 0,238\%. \end{aligned}$$

Такой же результат получен и для задачи 2.4. Небольшое различие возможно за счет вариации значений $\eta_{пр}$ и φ , если иметь в виду, что в задаче 2.4 принималось $\eta_{пр}=1$, однако не учигывалось и влияние характеристики насоса.

Задача 2.14. Определить относительное приращение удельного расхода теплоты в турбоустановке К-200-130 (рис. 2.4) в результате увеличения недогрева воды на 10°C в подогревателях низкого давления № 1, 2, 3, 4 (рис. 2.4).

Указание. Расчет выполнить отдельно для каждого подогревателя, полагая, что при увеличении недогрева в одном из них в других недогрев не изменяется. Принять условие $Q_0 = \text{const}$; использовать значения КИМ по табл. 2.2; расход воды, а также параметры пара и воды — по рис. 2.4.

Ответ. Для ПНД № 1 $100 \frac{\Delta q_э}{q_э} = 0,160 \%$

Для ПНД № 2 $100 \frac{\Delta q_э}{q_э} = 0,150 \%$

Для ПНД № 3 $100 \frac{\Delta q_э}{q_э} = 0,175 \%$

Для ПНД № 4 $100 \frac{\Delta q_э}{q_э} = 0,128 \%$.

Обратить внимание на то, что для ПНД № 3 такая задача решена (задача 2.5) и результаты, найденные двумя методами совпадают. Такое же совпадение должно быть и для других ПНД, в чем полезно убедиться.

2.3. Понятие коэффициента ценности теплоты

Во многих случаях эффект от изменений в схеме или от влияния подвода (отвода) теплоты Q извне в пределах какой-либо ступени подогрева желательно выразить при условии $N=\text{const}$, т. е. при неизменной мощности турбоустановки. При этом условии будет изменяться тепловая мощность в свежем паре (включая и промперегрев) на ΔQ_0 . При небольшой величине ΔQ_0 ($\Delta Q_0 \ll Q$) можно принять, что относительное изменение удельного расхода теплоты не будет зависеть от условий расчета. В этом можно было убедиться и по одинаковым результатам решения задач, например 2.4 и 2.13, соответственно при условиях $Q_k = \text{const}$ и $Q_0 = \text{const}$ и др.

Если при вводе теплоты Q при условии $Q_0 = \text{const}$ получено приращение мощности $\Delta N = e_j Q$, то, уменьшая мощность на ΔN в той же схеме, получим экономию расхода теплоты в свежем паре

$$\Delta Q_0 = - \frac{\Delta N}{\eta_i} = - \frac{e_j}{\eta_i} Q = - \xi_j Q. \quad (2.34)$$

С использованием понятия коэффициента ценности теплоты ξ решаются задачи при условии $N=\text{const}$. Исторически это понятие появилось значительно раньше, чем e [42], но длительное время не было разработано простого аналитического расчета к получению точных численных значений коэффициентов ξ , и лишь после составления алгоритма в виде рекуррентных формул вида (2.18), (2.20) и (2.21), (2.23) для проведения расчета значений e и η появилась возможность рассчитывать [40] и величины ξ .

В табл. 2.2 приведены значения ξ для турбоустановки К-200-130.

Задача 2.15. Рассчитать значения e , η и ξ для схемы турбоустановки К-800-240-540/540, представленной [59] на рис. 2.5.

Решение. Расчет приведен в табл. 2.3. Для расчета применяются известные формулы (2.18), (2.20) и др., однако, по сравнению со схемой турбоустановки К-200-130 (рис. 2.4) в схеме К-800-240 (рис. 2.5) имеется особенность: в ступени подогрева № 6 установлен охладитель пара с отводом теплоты перегрева пара в котел. Это учтено в формулах для e_6 , e_7 . Для ступени подогрева № 8 формула по-прежнему будет (2.18). В табл. 2.3 приводится расчет искомых значений e , η и ξ .

Примечание. В табл. 2.3 не принималась во внимание приводная турбина и не учитывалось повышение энтальпии воды в ПТН. Для сопоставления с результатом, полученным в задаче 2.8, примем долю расхода пара на ПТН $\alpha_{\text{ПТН}} = 0,0434$. Энтальпия этого пара $i_6 = 3342,4$ кДж/кг. Недоиспользованный теплоперепад в главной турбине $h_6 = 3442,4 - 2374,7 = 967,7$ кДж/кг; уменьшение работы, отнесенное к 1 кг свежего пара $\alpha_{\text{ПТН}} \cdot h_6 = 0,0434 \cdot 967,7 = 42$ кДж/кг. Повышение энтальпии воды в питательном насосе $h_{\text{п.в}} = 40$ кДж/кг. Потеря работы, связанная с ПТН, составляет $\delta N_{\text{п.н}} = \alpha_{\text{ПТН}} h_6 - e_6 h_{\text{ПТН}} = 42 - (0,37562 - 0,14727) 40 = 26,975 + 5,90 \eta$.

Таблица 2.3. Решение задачи 2.15

$1-e$	Δi_B	$e\Delta i_B$	
$1-e_1 = \frac{2374,7-110}{2535,9-110} = 0,93356$	125,2	8,313	0,1417
$1-e_2 = \frac{2374,5-235,2+8,313}{2770,3-235,2} = 0,84723$	172,5	26,347	0,3259
$1-e_3 = (1-e_2) \frac{2770,3-449,6}{2928,5-449,6} = 0,79315$	128,1	26,500	0,4412
$1-e_4 = (1-e_3) \frac{2928,5-577,7}{3984,2-577,7} = 0,74387$	115,5	$\frac{29,591}{90,756}$	0,5463
$1-e_5 = \frac{2374,7-651,3+90,756}{3230,7-651,3} = 0,70331$	40,6	12,047	0,6328
$1-e_6 = (1-e_5) \frac{3230,7-779,4}{3013-779,4} -$ $-\frac{(1-\eta)329,4}{2233,6} = 0,62438 + 0,14747\eta$	159,9	$60,062 -$ $23,580\eta$	0,6537
$1-e_7 = (1-e_6) \frac{3013-893,7}{2934-893,7} -$ $-\frac{(1-\eta)(607-329,4)}{2040,3} = 0,51250 + 0,28920\eta$	195,9	$95,501 -$ $56,654\eta$	0,7506
$1-e_8 = (1-e_7) \frac{2934-1089,6}{3031,9-1089,6} =$ $= 0,48647 + 0,27462\eta$	139,0	$71,381 -$ $38,168\eta$	0,8207
$\eta = \frac{3332,5+607-2374,7-329,747}{332,5+607-1186,7-118,400} =$ $= \frac{1235,053}{2634,4} = 0,46882$		$329,747 -$ $118,400\eta$	
$e_6 = 0,30648 \quad e_7 = 0,35192 \quad e_8 = 0,38478$			

Внутренний абсолютный КПД турбоустановки с учетом ПТН будет:

$$\eta_{ti} = \frac{i_0 + \Delta i^{nn} - i_K - A - \delta N_{п.н}}{i_0 + \Delta i^{nn} - i_{п.в} - B} = \frac{1235,053 - 26,975}{1634,4 + 5,90} =$$

$$= \frac{1208,078}{2640,30} = 0,45755,$$

таким образом получили практически полное совпадение со значением КПД, найденным в задаче 2.7 обычным расчетом схемы.

Таблица 2.4. Решение задачи 2.16.

$1-e$	ΔI_B	$e\Delta I_B$
$1-e_6 = (1-e_5) \frac{3230,7-779,4}{3342,4-779,4} =$ $= 0,67256$	159,9+ +14,8	57,210
$1-e_7 = (1-e_6) \frac{3342,4-893,7}{2934-893,7} -$ $-\frac{(1-\eta)607}{2040,3} = 0,50980 + 0,29750\eta$	195,9- 14,8	88,765-53,871 η
$1-e_8 = (1-e_7) \frac{2934-1089,6}{3031,9-1089,6} =$ $= 0,48410 + 0,28250\eta$	139	71,710-39,267 η
		$\sum_6^8 = 217,685-93,138$
		$\sum_1^5 = 102,803$
$\eta = \frac{3332,5+607-2374,7-320,488}{3332,5+607-1186,7-93,138} =$ $= \frac{1244,312}{2659,662} = 0,46784$		$\sum_1^8 = 320,488-93,138\eta$
$e_7 = 0,35102; e_8 = 0,38374.$		

Задача 2.16. Определить изменение КПД турбоустановки при замене ПВД № 6 с пароохладителем, включенным на потоке питательной воды за ПВД (рис. 2.5), на обычный ПВД (рис. 2.5,б).

Решение. Проведем решение двумя способами, вначале расчетом новых значений e , начиная с шестой ступени подогрева. Это приводит к определению нового КПД. Второй путь — использование расчетного выражения для приращения работы в схеме, исходя из условия $Q_0 = \text{const}$,

$$\Delta N = (\eta' - e'_7) \alpha_6 \delta i_{п.о}. \quad (2.35)$$

Формула вытекает из (2.16).

1. Расчет новых значений e и η приведен в табл. 2.4. Поправку на ПТН учтем, как и в задаче 2.7:

$$\delta N_{п.н} = \alpha h_6 - e'_6 h_{п.н} = 42 - (0,32744 \cdot 40) = 28,902 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta' = \frac{1244,312 - 28,902}{2659,662} = \frac{1215,410}{2659,662} = 0,45698.$$

$$100 \frac{\eta' - \eta}{\eta'} = -100 \frac{0,45755 - 0,45698}{0,45698} = -0,125\%.$$

2. Применяем формулу (2.35):

$$\Delta N = (0,45698 - 0,35102) 0,044996 \cdot 329,4 = 1,57 \text{ кДж/кг}$$

и

$$100 \frac{\Delta \eta}{\eta} = 100 \frac{\Delta N}{N} = \frac{1,57}{1215,410} 100 = 0,129\%.$$

Полученное значение близко к найденному ранее (расчетом схемы), следовательно, формула (2.35) вполне применима для оценки влияния усовершенствования схемы включения парохладителя.

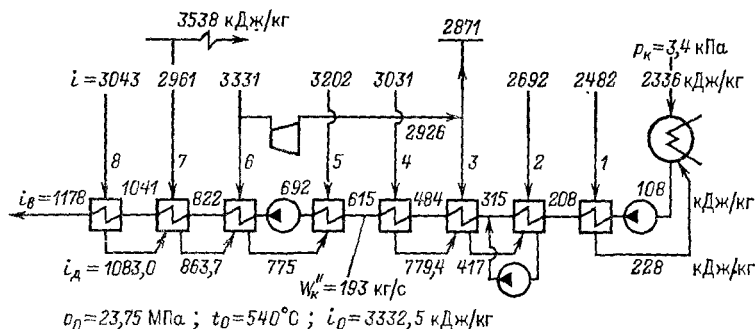


Рис. 2.9. Упрощенная регенеративная схема турбоустановки К-300-240 (к задаче 2.17)

Задача 2.17. При испытании турбоустановки К-300-240 на Кармановской ГРЭС подогреватели низкого давления № 1 и 2 имели высокий недогрев, что в свою очередь вызывало перегрузку в вышестоящих ПНД № 3 и 4. Установка на этой электростанции смешивающего подогревателя взамен поверхностного ПНД № 2 привела, как показали опыты, к повышению температуры воды за ПНД № 2 с 74 до 95°C, за ПНД № 3 со 113 до 120°C, за ПНД № 4 со 146 до 147,5°C [17]. Схема представлена на рис. 2.9. Значения ϵ и ξ приведены по [40] в табл. 2.5. Определить экономию от установки смешивающего ПНД № 2.

Недогрев в ПНД № 2 до замены составлял 18°C. Дополнительное увеличение температуры воды на 3°C объясняется, по-видимому, некоторым снижением потерь давления пара при установке смешивающего ПНД.

Решение. ПНД № 2 до замены его на смешивающий также был узловым (с дренажным насосом, рис. 2.9). Поэтому эффект определяется в данном случае лишь изменением недогрева в подогревателях П-2, П-3 и П-4. Для определения экономии топлива удобно принять

условие $N=\text{const}$. Расчетное выражение будет таким:

$$\Delta Q_0 = W[(\xi_3 - \xi_2) \delta i_{в2} + (\xi_4 - \xi_3) \delta i_{в3} + (\xi_5 - \xi_4) \delta i_{в4}]$$

Находим: $\delta i_{в2} = 88$ кДж/кг; $\delta i_{в3} = 28$ кДж/кг; $\delta i_{в4} = 6,3$ кДж/кг.

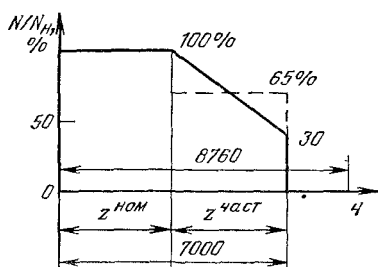


Рис. 2.10. Годовой график (по продолжительности) нагрузки турбины К-300-240 (к задаче 2.17)

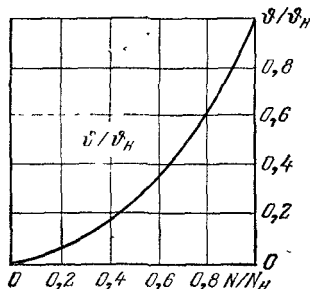


Рис. 2.11. Изменение недогрева (θ) при снижении нагрузки блока (к задаче 2.17)

Расход воды через подогреватели $W = 175$ кг/с. Значения ξ при даны в табл. 2.5. Подставляя известные данные в расчетное выражение, получим ΔQ_0 при номинальной нагрузке:

$$\Delta Q_0 = 175[0,141 \cdot 88 + 0,102 \cdot 29 + 0,097 \cdot 6,3] = 2796 \text{ кВт.}$$

Для расчета годовой экономии топлива необходимо знать число ч сов работы при полной нагрузке и отдельно при частичной нагрузке блока, оценив ее среднюю величину. Экономия теплоты в год состави

$$\Delta Q_0^{\text{год}} = \Delta Q_0^{\text{полн}} z^{\text{полн}} + \Delta Q_0^{\text{част}} z^{\text{част}}, \quad (2.3)$$

где

$$\Delta Q_0^{\text{част}} = W^{\text{част}} (\xi_3 - \xi_2) \delta i_{в2}^{\text{част}} + \dots$$

Для рассматриваемой задачи примем годовой график по продолжительности, изображенный на рис. 2.10, из которого следует: $z^{\text{полн}} =$

Таблица 2.5. Значения e , η и ξ для турбоустановки К-300-240 [53]

e, η	$\xi = e/\eta$	e, η	$\xi = e/\eta$
$e_1 = 0,0648$	$\xi_1 = 0,137$	$e_5 = 0,3017$	$\xi_5 = 0,637$
$e_2 = 0,1407$	$\xi_2 = 0,297$	$e_6 = 0,3317$	$\xi_6 = 0,701$
$e_3 = 0,2074$	$\xi_3 = 0,438$	$e_7 = 0,3650$	$\xi_7 = 0,771$
$e_4 = 0,2559$	$\xi_4 = 0,540$	$e_8 = 0,3921$	$\xi_8 = 0,827$
		$\eta = 0,4695$	—

$$= 3500 \text{ ч/ч; } z_{\text{част}} = 3500 \text{ ч/ч; } N_{\text{част}} = 0,65 N_{\text{полн}}. \text{ Примем также } W_{\text{част}} = \\ = W_{\text{полн}} \frac{N_{\text{част}}}{N_{\text{полн}}} = 0,65 W = 114 \text{ кг/с. Значения КЦТ при снижении нагруз-}$$

ки изменяются незначительно [40], поэтому примем их разности та-
кими же, как и при полной нагрузке

Для оценки изменения недогрева при снижении нагрузки турбины на рис. 2.11 приведен график $\vartheta = f(N)$, построенный по расчетным ха-
рактеристикам [44] для реальных условий работы. По данным испыта-
ний турбоустановки на Конаковской ГРЭС [7] недогрев в ПНД № 2
почти не уменьшался.

При средней нагрузке $0,65 N$, т. е. 195 МВт, можно ожидать недо-
грев в ПНД № 2 $\vartheta_{\text{част}} = 6^\circ\text{C}$ и $\delta i_{в2} = 25 \text{ кДж/кг}$. Изменение недогрева
в ПНД № 3 и 4 при сниженной нагрузке принимать во внимание не
будем.

В результате получается:

$$\Delta Q_{0\text{част}} = 114 \cdot 0,141 \cdot 25 = 402 \text{ кВт.}$$

Экономия теплоты в свежем паре в год составит:

$$\Delta Q_{0\text{год}} = 3600 [2796 \cdot 3500 + 402 \cdot 3500] 10^{-6} = 40 295 \text{ ГДж}$$

и экономия топлива

$$\Delta B = \frac{\Delta Q_{0\text{год}}}{\eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{г.п}} \cdot 29 300} = \frac{40 295 \cdot 10^6}{0,92 \cdot 0,99 \cdot 29 300 \cdot 10^3} = 1510 \text{ т/г.}$$

Задача 2.18. Определить влияние увеличения энтальпии дренажа за
подогревателем № 7 в схеме турбоустановки К-800-240 (рис. 2.5) на
 $\delta i_{в7} = 80 \text{ кДж/кг}$. Расход пара на подогреватели П-8 и П-7 $D_8 =$
 $= 46,3 \text{ кг/с}$, $D_7 = 60,9 \text{ кг/с}$.

Указание. Расчет влияния выполнить с помощью значений ξ по
формулам:

$$\Delta Q_0 = -W_{\text{д7}} (\xi'_7 - \xi_8), \quad W_{\text{д7}} = D_8 + D_7,$$

где ξ'_7 — новое значение ξ для ступени подогрева № 7.

Принять, что разность значений ξ для смежных ступеней при изме-
нении энтальпии дренажа изменяется обратно пропорционально подво-
димой теплоте пара, т. е.

$$\frac{\xi'_7 - \xi_8}{\xi_7 - \xi_8} = \frac{i_7 - i_{\text{д7}}}{i'_7 - i_{\text{д7}}}.$$

Использовать данные табл. 2.3 и рис. 2.5.

Отв. $\Delta Q_0 = -853 \text{ кВт}$.

Приращение КПД

$$100 \frac{\Delta \eta}{\eta} = -853 \frac{\Delta Q_0}{Q_0} \cdot 100 = 0,047\%.$$

Аналогичная задача приведена в [30].

ОТПУСК ТЕПЛОТЫ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ И БЫТОВЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

3.1. Отопление зданий. Температурный график. Расчет мощности теплового потребления и расхода теплоты

В § 3.1. рассмотрено несколько задач, относящихся к двухтрубным магистральным системам с качественным регулированием. Для таких системы широко применяется график температуры воды в подающем трубопроводе $t_{п.с}=150^{\circ}\text{C}$ и в обратном $t_{о.с}=70^{\circ}\text{C}$. Указанные цифры относятся к режиму максимального отпуска теплоты при расчетной зимней температуре наружного воздуха $t_{нар}$.

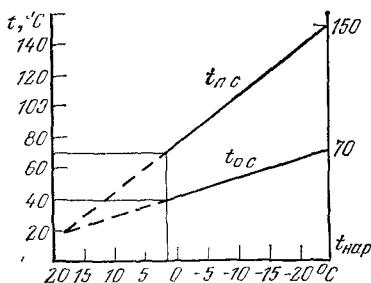


Рис. 3.1. Зависимость температур сетевой воды t от температуры наружного воздуха $t_{нар}$

Температура воды в отопительных приборах (батареях) жилых помещений не допускается более $t_{п.от}=95^{\circ}\text{C}$, поэтому существуют системы подмешивания охлажденной (обратной) воды в воде из подающей магистрали выполняемые на вводе в здание что и позволяет уменьшить количество воды, циркулирующей магистральных водоводах (тепловых сетях).

Температуры 150°C в подающем трубопроводе и 70°C возвращаемой (обратной) воды из батарей определяются на основе технико-экономического расчета, с учетом затрат на поверхность нагрева. В зданиях верхнее значение температуры возвращаемой воды принимается не более 70°C из условий безопасного использования горячей воды.

При повышении температуры наружного воздуха $t_{нар}$ расход теплоты на отопление снижается пропорционально разности температур внутри помещения и наружной, и вместе с этим снижаются температуры воды в подающем и обратном водоводах, причем так как их разность также пропорциональна расходу теплоты, то

$$G_{с.в}(t_{п.с}-t_{о.с})C_p \approx k(t_{вн}-t_{нар})=Q_{от}.$$

Температура воды в подающей магистрали не опускается ниже 70°C , чтобы обеспечить потребителей горячего водоснабжения. Поэтому при $t_{нар} \geq 5-8^{\circ}\text{C}$ применяется регулирование отпуска теплоты пропусками, т. е. часть потребителей поочередно отключаются; исходя из этого температурные графики $t_{п.с}=f(t_{нар})$ и $t_{о.с}=f(t_{нар})$ имеют изломы

(рис. 31). Графики температур для упрощения показаны прямолинейными, но в действительности имеют небольшую кривизну.

Теплофикационная нагрузка (мощность) ТЭЦ включает расходы теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение:

$$Q_{\text{ТЭЦ}} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{г.в.}}$$

Мощность теплового потока для отопления $Q_{\text{от}}^{\text{макс}}$ рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{от}}^{\text{макс}} = V x_{\text{от}} (t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{нар}}^{\text{р}}), \quad (3.1)$$

где V — объем здания по наружному обмеру, м^3 ; $x_{\text{от}}$ — отопительная характеристика жилого здания; $t_{\text{вн}}^{\text{р}}$ и $t_{\text{нар}}^{\text{р}}$ — расчетные температуры внутри помещения и наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

При отсутствии сведений о типовой серии здания отопительная характеристика с учетом естественной вентиляции определяется по формуле [52]:

$$x_{\text{от}} = \frac{\alpha \varphi}{\sqrt{V}}, \quad (3.2)$$

где α — коэффициент, учитывающий свойства материала наружных стен:

для кирпичных зданий

$$\alpha = 1,85 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K});$$

для зданий из сборного железобетона

$$\alpha = (2,3 \div 2,6) \cdot 10^{-3} \text{ кВт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K});$$

φ — коэффициент, учитывающий поправку на расчетную наружную температуру для отопления:

$$\text{при } t'_{\text{нар}} \geq -10^{\circ}\text{C} \quad \varphi = 1,2;$$

$$\text{при } -10^{\circ}\text{C} > t'_{\text{нар}} > -20^{\circ}\text{C} \quad \varphi = 1,1;$$

$$\text{при } -20^{\circ}\text{C} > t'_{\text{нар}} > -30^{\circ}\text{C} \quad \varphi = 1,0.$$

Для производственных промышленных зданий значение $x_{\text{от}}$ получается в пределах $(0,55 \div 0,9) \cdot 10^{-3} \text{ кВт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$. Для непроектируемых $x_{\text{от}} \approx 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$. Для ориентировочных расчетов применительно к районам средней полосы европейской части СССР и северной части Средней Азии расчетную тепловую мощность на 1 жителя можно принимать $\sim 2,51 \text{ кВт}$ и годовой расход теплоты $24,8 \text{ кДж/год}$; при расчете принято $t'_{\text{нар}} = -25^{\circ}\text{C}$; $x_{\text{от}} = 0,49 \text{ кВт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$.

Расход теплоты для вентиляции зданий определяют по формуле

$$Q_{\text{в}} = x_{\text{в}} V_{\text{в}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}), \quad (3.3)$$

где x_v — вентиляционная характеристика здания, т. е. расход теплоты на вентиляцию 1 м³ здания при разности внутренней и наружной температур в 1 кВт/(м³·К).

Среднесуточный расход теплоты на горячее водоснабжение определяется по формуле

$$Q_{г.в}^{ср.с} = m a c_p (t_g - t_x), \quad (3.5)$$

где m — расчетное количество потребителей; a — норма потребления горячей воды, кг/сут; c_p — теплоемкость воды, 4,19 кДж/(кг·К); t_g , t_x — температуры горячей воды, подаваемой в систему горячего водоснабжения, и холодной водопроводной воды, °С.

Средняя тепловая мощность горячего водоснабжения

$$Q_{г.в}^{ср} = \frac{Q_{г.в}^{ср.с}}{24 \cdot 3600} = \frac{m a c_p (t_g - t_x)}{24 \cdot 3600}. \quad (3.6)$$

При $t_g - t_x = 60^\circ\text{C}$

$$Q_{г.в}^{ср} = 7 \cdot 10^{-4} m a c_p.$$

Расчетная тепловая мощность горячего водоснабжения

$$Q_{г.в}^p = \kappa Q_{г.в}^{ср},$$

где κ — расчетный коэффициент часовой неравномерности.

При $Q_{г.в}^{ср} \geq 1$ МВт $\kappa = 2,0$.

Для более равномерной загрузки отопительных отборов теплофикационных турбин пики тепловой нагрузки покрывают пиковые водогрейные котлы. Распределение нагрузки между отборами турбин и водогрейными котлами характеризуются отношением максимальной отпуски теплоты из отборов турбин $Q_{отб}^{\max}$ к полному отпуску теплоты ТЭЦ $Q_{ТЭЦ}$, а именно коэффициентом теплофикации

$$\alpha_{ТЭЦ} = \frac{Q_{отб}^{\max}}{Q_{ТЭЦ}} = \frac{t_{в.с}^p - t_{о.с}^p}{t_{п.с}^p - t_{о.с}^p}, \quad (3.6)$$

где $t_{в.с}^p$ — температура воды после верхнего сетевого подогревателя получающего пар из верхнего теплофикационного отбора турбины, °С.

Задача 3.1. Определить расчетный расход теплоты на отопление здания школы с толщиной стен в 2,5 кирпича и наружным объемом $V = 10\,000$ м³. Определить также годовой расход теплоты на отопление этого здания и число часов использования максимума тепловой нагрузки.

Расчетная температура наружного воздуха $t_{нар}^p = -26^\circ\text{C}$ и температура внутри помещения $t_{вн} = 16^\circ\text{C}$. Средняя температура наружного воздуха за отопительный период $t_{нар}^{ср} = -5,3^\circ\text{C}$ при длительности $T_{от} =$

≈ 5000 ч/год. Отопительная характеристика здания $x_{от} = 0,40$ Вт/(м³·К) $\times K) = 1,44$ кДж/(м³·ч·К).

Решение. Расчетный расход теплоты по (3.1)

$$Q'_{от} = x_{от} V (t_{вн} - t_{нар}) = 0,40 \cdot 10\,000 (16 + 26) = 168\,000 \text{ Вт} = 0,168 \text{ МВт.}$$

Годовой расход теплоты

$$Q_{от}^{год} = x_{от} V (t_{вн} - t_{нар}) T_{от} = 0,40 \cdot 10\,000 (16 + 5,3) \cdot 5000 = 426 \cdot 10^6 \text{ (Вт·ч) год} = 426 \text{ (МВт·ч) год} = 1533 \text{ МДж/год} = 1,53 \text{ ГДж/год.}$$

Число часов использования максимума теплового потребления

$$T_M = \frac{Q_{от}^{год}}{Q'_{от}} = \frac{426}{0,168} = 2535 \text{ ч/год.}$$

Задача 3.2. Построить годовой график по продолжительности отопительной нагрузки для 23 жилых крупноблочных зданий из сборного железобетона с наружным объемом каждого $V = 20\,000$ м³, расчетной температурой наружного воздуха $t_{нар} = -26^\circ\text{C}$, расчетной температурой воздуха внутри помещения $t_{вн} = 18^\circ\text{C}$ [47].

Пользуясь графиком, подсчитать годовой расход теплоты на отопление. При расчете использовать приведенные ниже данные о числе часов стояния среднесуточных температур наружного воздуха за отопительный период:

Температура наружно- го воздуха, t_j , °C	Ниже —25	—20	—15	—10	—5	0	+5	+10
Число часов стояния в интервале $t_j \div t_{j+1}$, ч	29	129	398	678	1151	1404	736	475

Потерями на транспорте теплоты пренебречь.

Решение. Отопительную характеристику зданий определим по формуле (3.2), принимая $\alpha = 2,6$; $\varphi = 1,0$

$$x_{от} = \frac{\alpha \varphi}{\sqrt[6]{V}} = - \frac{2,6}{\sqrt[6]{20\,000}} = 0,499 \text{ Вт/(м}^3 \cdot \text{К)}.$$

Суммарный объем 23 жилых крупноблочных зданий

$$V_{сум} = 20\,000 \cdot 23 = 460\,000 \text{ м}^3.$$

Мощность теплового потребления на отопление при произвольной температуре наружного воздуха по (3.1), Вт

$$Q_{от} = x_{от} V_{сум} (t_{вн} - t_{нар}) = 0,499 \cdot 460\,000 (18 - t_{нар}) = 229\,000 (18 - t_{нар}),$$

при $t_{нар} = -26^\circ\text{C}$ составляет:

$$Q_{от}^{макс} = 229\,000 (18 + 26) = 10 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 10 \text{ МВт.}$$

Данные о продолжительности стояния температуры наружного воздуха ниже заданной $t_{нар}$ в течение отопительного периода:

Температура наружно-го воздуха, °С	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10
Число часов стояния при $t < t_j$, ч	29	158	556	1234	2385	3789	4525	5000

Для построения годового графика по продолжительности сначала строим график $Q_{от} = f(t_{нар})$. Для этого при температуре $t_{нар} = -26^\circ\text{C}$ наносим расход теплоты $Q_{от}^{\text{макс}} = 10 \text{ МВт}$ и соединяем полученную точку с точкой $Q_{от} = 0$ при $t_{нар} = +18^\circ\text{C}$ прямой линией.

При построении графика $Q_{от} = f(T)$ табличные значения для различных температур $t_{нар}$ непосредственно откладываются на оси абсцисс этого графика, величина $Q_{от}$ принимается из графика $Q_{от} = f(t_{нар})$.

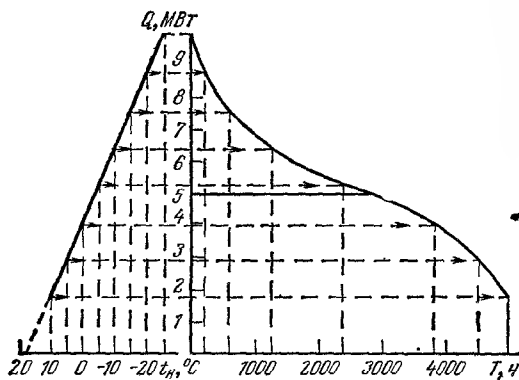


Рис. 3.2. К задаче 3.2

$= f(t_{нар})$, как показано пунктирными линиями со стрелками на рис. 3.2.

Находим площадь, ограниченную кривой $Q_{от} = f(T)$ и осями координат графика. Эта площадь равна 5400 мм^2 . Поскольку масштаб осей ординат $1 \text{ мм} = 0,1 \text{ МВт}$, оси абсцисс $1 \text{ мм} = 50 \text{ ч}$, то масштаб площади графика составит $1 \text{ мм}^2 = 0,1 \cdot 50 = 5 \text{ МВт} \cdot \text{ч}$. Следовательно, годовое отпущение теплоты составит:

$$Q_{год,от} = 5400 \cdot 5 = 27\,000 \text{ (МВт} \cdot \text{ч) / год} = 27\,000 \cdot 3,6 = 97\,200 \text{ МДж / год} = 97,2 \text{ ГДж / год}.$$

Задача 3.3. Для условий задачи 3.2 определить расход теплоты год, покрываемый отопительным отбором турбины при

$$\alpha_{тэц} = \frac{Q_{отб}}{Q_{от}^{\text{макс}}} = 0,5.$$

Решение Для определения количества теплоты, отпущенной отбора турбины за год, проводим на графике рис. 3.2 горизонтальную

линию с ординатой, равной тепловой мощности отбора

$$Q_{отб} = 0,5 \cdot 10 = 5 \text{ МВт} = 18\,000 \text{ МДж/ч} = 18 \text{ ГДж/ч.}$$

Площадь графика ниже этой линии будет в масштабе представлять искомое количество теплоты, отпущенной из отбора турбины

$$Q_{отб}^{\text{год}} = 22\,500 \text{ (МВт} \cdot \text{ч) / год.}$$

Суммарный годовой расход теплоты в задаче 3.2

$$Q_{от}^{\text{год}} = 27\,000 \text{ (МВт} \cdot \text{ч) / год} = 97\,200 \text{ МДж/год} = 97,2 \text{ ГДж/год.}$$

Таким образом, при $\alpha_{ТЭЦ} = 0,5$ относительный годовой расход теплоты из отбора составит:

$$Q_{отб}^{\text{год}} = \frac{Q_{отб}^{\text{год}}}{Q_{от}^{\text{год}}} = \frac{22\,500}{27\,000} = 0,833, \text{ т. е. } 83,3\%$$

общего годового расхода теплоты.

Задача 3.4. Построить графики $Q_{ТЭЦ} = f(t_{\text{нар}})$ и $Q_{ТЭЦ} = f(T)$, расчетную тепловую мощность ТЭЦ принять равной $Q_{ТЭЦ} = 200 \text{ МВт}$, в том числе отопительная нагрузка $Q_{от}^p = 150 \text{ МВт}$, вентиляционная $Q_{в}^p = 20 \text{ МВт}$ и горячего водоснабжения $Q_{г.в}^p = 30 \text{ МВт}$.

Расчетная температура наружного воздуха $t_{\text{нар}}^{\text{от.р}} = -24^\circ \text{С}$, расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции $t_{\text{нар}}^{\text{в.р}} = -12^\circ \text{С}$, снижение нагрузки на горячее водоснабжение в летнее время принято в размере 20%. Максимальная расчетная температура наружного воздуха для отопления $t_{\text{нар}}^{\text{макс}} = +8^\circ \text{С}$. Продолжительность отопительного сезона $T_{ог} = 5352 \text{ ч}$.

Решение. При $Q_{от}^p = 150 \text{ МВт}$, $Q_{в}^p = 20 \text{ МВт}$, $Q_{г.в}^p = 30 \text{ МВт}$ минимальные значения нагрузок соответственно оказываются равными:

$$Q_{от}^{\text{мин}} = \frac{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{нар}}^{\text{макс}}}{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{нар}}^{\text{от.р}}} Q_{от}^p, \quad (3.7)$$

$$Q_{от}^{\text{мин}} = \frac{18 - 8}{18 - (-24)} 150 = 0,238 \cdot 150 = 35,7 \text{ МВт,}$$

$$Q_{в}^{\text{мин}} = \frac{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{нар}}^{\text{макс}}}{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{нар}}^{\text{в.р}}} Q_{в}^p, \quad (3.8)$$

$$Q_{в}^{\text{мин}} = \frac{18 - 8}{18 - (-12)} 20 = 0,333 \cdot 20 = 6,7 \text{ МВт.}$$

В летний период принимается снижение расхода теплоты на горячее водоснабжение на 20 %.

$$Q_{г.в}^{\text{мин}} = 0,8 Q_{г.в}^p = 0,8 \cdot 30 = 24 \text{ МВт.}$$

Нагрузки ТЭЦ в характерных точках графика составляют при $t_{\text{нар}} = -12^\circ\text{C}$

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{от}}^p = \frac{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{нар}}}{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{нар}}^{\text{от п}}} = 150 \frac{18 - (-12)}{18 - (-24)} = 107,1 \text{ МВт},$$

$$Q_{\text{ТЭЦ}} = 107,1 + 20 + 30 = 157,1 \text{ МВт};$$

при $t_{\text{нар}} = +8^\circ\text{C}$

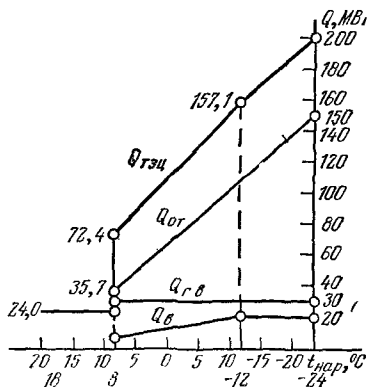
$$Q_{\text{ТЭЦ}} = 35,7 + 6,7 + 30 = 72,4 \text{ МВт}.$$

Цифровые данные расчета зависимостей $Q_{\text{ТЭЦ}} = f(t_{\text{нар}})$ и $Q_{\text{ТЭЦ}} = f(T)$ приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1. Расчет тепловой нагрузки $Q_{\text{ТЭЦ}}$ при различных значениях $t_{\text{нар}}$

Данные	$t_{\text{нар}}, ^\circ\text{C}$								
	-24	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15
T , сут	0,9	3,6	12,5	31,8	68,1	125,5	192	223	238
T , ч	22	86	300	762	1634	3012	4608	5352	5624
$Q_{\text{от}}$, МВт	150	135,8	118	100,1	82,2	64,2	45,5	35,7	0
$Q_{\text{в.в.}}$, МВт	20	20	20	18,7	15,3	12,0	8,7	6,7	0
$Q_{\text{г.в.}}$, МВт	30	30	30	30	30	30	30	30	24
$Q_{\text{ТЭЦ}}$, МВт	200	185,8	167,9	148,1	127,5	106,2	85,2	72,4	24

Графики мощности теплового потребления в зависимости от температуры наружного воздуха и продолжительности стояния наружной температуры, построенные по табличным данным, показаны на рис 3 и 34



3.3. График $Q_{\text{ТЭЦ}} = f(t_{\text{нар}})$

Задача 3.5. Построить график температур воды в подающем и обратном трубопроводах отопительной тепловой сети, а также в подающем трубопроводе водяных отопительных систем при центральном качественном регулировании с учетом кривизны температурных графиков При расчетной температуре наружного воздуха $t_{\text{нар}}^p = -25^\circ\text{C}$ температура воды в подающем трубопроводе сети $t_{\text{п.с}} = 150^\circ\text{C}$, в подающем трубопроводе отопительных систем $t_{\text{п.от}} = 95^\circ\text{C}$ и в об

ратном трубопроводе сети $t_{p.o.c} = 70^\circ\text{C}$. Внутренняя температура помещений $t_{вн} = t_{p.вн} = 18^\circ\text{C}$.

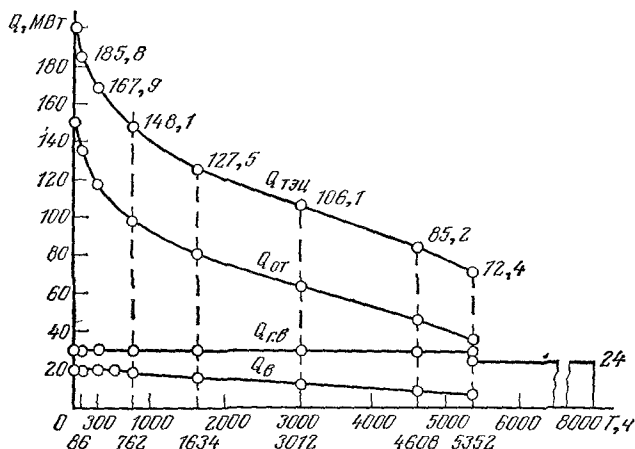
Решение. Уравнения температурных графиков при центральном качественном регулировании [52] при отопительных приборах со свободной конвекцией:

температура воды в обратном трубопроводе

$$t_{o.c} = t_{p.вн} + \Delta t_p \bar{Q}^{0,8} - 0,5 \theta_p \bar{Q}, \quad (3.9)$$

температура воды в подающем трубопроводе

$$t_{п.с} = t_{p.вн} + \Delta t_p \bar{Q}^{0,8} + (\delta t_p - 0,5 \theta_p) \bar{Q}, \quad (3.10)$$



3.4. График $Q_{TЭЦ} = f(T)$

температура воды в подающем трубопроводе водяных отопительных систем

$$t_{п.от} = t_{p.вн} + \Delta t_p \bar{Q}^{0,8} + 0,5 \theta_p \bar{Q}, \quad (3.11)$$

где $\Delta t_p = \frac{t_{п.от} + t_{o.c}}{2} - t_{пн}$ — разность между средней температурой

в отопительном приборе и температурой внутри помещения при расчетном режиме, $^\circ\text{C}$;

$\delta t_p = t_{п.с} - t_{p.o.c}$ — расчетная разность между температурами в прямом и обратном трубопроводах, $^\circ\text{C}$;

$\theta_p = t_{п.от} - t_{p.o.c}$ — разность между расчетной температурой воды после смесителя и обратной воды, $^\circ\text{C}$;

$\bar{Q} = \frac{Q_{от}}{Q_{от}^p} = \frac{t_{пн} - t_{нар}}{t_{пн} - t_{нар}^p}$ — относительная тепловая нагрузка.

Используя приведенные выше уравнения, находим:

$$\Delta t^p = \frac{95 + 70}{2} - 18 = 64,5^\circ \text{C},$$

$$\delta t^p = 150 - 70 = 80^\circ \text{C},$$

$$\theta^p = 95 - 70 = 25^\circ \text{C}.$$

По (3.9), (3.10) и (3.11) находим расчетные выражения, необходимые для построения графиков:

температура в обратном трубопроводе (3.9)

$$t_{o.c} = 18 + 64,5 \bar{Q}^{0,8} - \frac{25}{2} \bar{Q} = 18 + 64,5 \bar{Q}^{0,8} - 12,5 \bar{Q};$$

температура в подающем трубопроводе (3.10)

$$t_{п.с} = 18 + 64,5 \bar{Q}^{0,8} + \left(80 - \frac{25}{2}\right) \bar{Q} = 18 + 64,5 \bar{Q}^{0,8} + 67,5 \bar{Q};$$

температура в подающем трубопроводе водяных отопительных систем (3.11)

$$t_{п.от} = 18 + 64,5 \bar{Q}^{0,8} + \frac{25}{2} \bar{Q} = 18 + 64,5 \bar{Q}^{0,8} + 12,5 \bar{Q}.$$

Задаваясь значениями температур наружного воздуха, определяем соответствующие величины относительных нагрузок

$$\bar{Q} = \frac{Q_{от}}{Q_{от}^p} = \frac{t_{вн}^p - t_{нар}}{t_{вн}^p - t_{нар}^p},$$

затем значения $t_{o.c}$, $t_{п.с}$ и $t_{п.от}$.

Результаты расчетов приведены в табл. 3.2. По табличным данным построен температурный график рис. 3.5.

Можно также задаваться несколькими значениями $\bar{Q}$ и по приведенным формулам определять $t_{o.c}$, $t_{п.с}$ и $t_{п.от}$, а также температуры наружного воздуха, соответствующим принятым значениям $\bar{Q}$,

$$\begin{aligned} t_{нар} &= t_{вн}^p - (t_{вн}^p - t_{нар}^p) \bar{Q} = \\ &= 18 - (18 + 25) \bar{Q} = 18 - 43 \bar{Q}. \end{aligned}$$

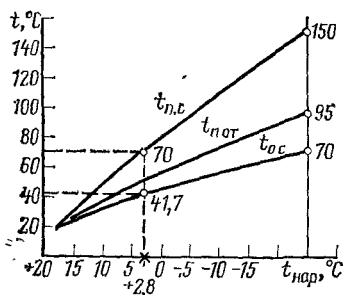


Рис. 3.5. График температур воды в подающем $t_{п.с}$ и обратном $t_{o.c}$ трубопроводах тепловой сети и в подающем трубопроводе водяных отопительных систем $t_{п.от}$ при центральном качественном регулировании (к задаче 3.5)

Таблица 3.2. Отопительная нагрузка и температуры в подающем и обратном трубопроводах в зависимости от температуры наружного воздуха

$t_{\text{нар}}, ^\circ\text{C}$	$\bar{Q}_0$	$t_{\text{о.с.}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{п.с.}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{п.от}}, ^\circ\text{C}$
-25	1,0	70	150	95
-20	0,884	65,4	136,1	87,5
-15	0,767	60,6	122,0	79,9
-10	0,651	55,6	107,6	71,8
-5	0,535	50,4	93,2	63,8
0	0,419	44,9	78,4	55,4
+5	0,302	38,9	63,1	46,5
+10	0,186	32,5	47,4	37,1
+15	0,070	24,8	30,4	26,6
+18	0	18	18	18

Задача 3.6. В закрытой тепловой сети с последовательным включением двухступенчатых подогревателей горячего водоснабжения применено центральное качественное регулирование по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

Построить график температуры сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети, исходя из условий, что расчетный температурный график для отопления $t_{\text{п.с.}}^{\text{от}}/t_{\text{о.с.}}^{\text{от}} = 150/70^\circ\text{C}$, в точке излома $t_{\text{п.с.}}^{\text{от}''} = 70^\circ\text{C}$ и $t_{\text{о.с.}}^{\text{от}''} = 41,7^\circ\text{C}$.

Относительная тепловая нагрузка

$$\bar{Q} = \frac{t_{\text{п.с.}}^{\text{от}''} - t_{\text{о.с.}}^{\text{от}''}}{t_{\text{п.с.}}^{\text{от}} - t_{\text{о.с.}}^{\text{от}}} = \frac{70 - 41,7}{150 - 70} = 0,354.$$

Отношение средней нагрузки горячего водоснабжения к максимальной нагрузке отопления по сети составляет $\alpha^{\text{ср.г.в.}} = Q^{\text{ср.г.в.}}/Q_{\text{от}} = 0,15$, поправочный (балансовый) коэффициент к средней нагрузке горячего водоснабжения для компенсации небаланса теплоты на отопление, вызываемого неравномерностью суточного графика горячего водоснабжения, $\kappa_6 = Q^{\text{б.г.в.}}/Q^{\text{ср.г.в.}} = 1,2$.

Температуры местной воды до и после подогревателя горячего водоснабжения $t_{\text{х}} = 5^\circ\text{C}$ и $t_{\text{г}} = 60^\circ\text{C}$. (Местная вода — вода из водопровода.)

Расчетный недогрев воды в нижней ступени принять $t_{\text{о.с.}}^{\text{от}''} - t_{\text{п.}}'' = 8^\circ\text{C}$.

Решение: Расчет проводим при отношении балансовой нагрузки горячего водоснабжения к максимальной нагрузке отопления $\alpha^{\text{б.г.в.}} = \kappa_6 \alpha^{\text{ср.г.в.}} = 1,2 \cdot 0,15 = 0,18$. Расход сетевой воды принимаем постоянным при различных $t_{\text{нар}}$ и равным расходу воды на отопление $G_{\text{от}}$.

Температура наружного воздуха при $\bar{Q}=0,354$ и расчетной температуре $t_{\text{нар}}=-26^{\circ}\text{C}$ составит:

$$t'''_{\text{нар}} = 18 - (18 + 26) \cdot 0,354 = 2,5^{\circ}\text{C}.$$

Температура местной воды после нижней ступени подогревателя

$$t''_{\text{н}} = t_{\text{о.с}}^{\text{от}''} - 8 = 41,7 - 8 = 33,7^{\circ}\text{C}.$$

Суммарный перепад температур сетевой воды в верхней и нижней ступенях подогревателя горячего водоснабжения (постоянная величина при $t_{\text{нар}} \leq t'''_{\text{нар}}$)

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{Q_{\text{г.в}}^{\text{б}}}{G^{\text{п.о}}} = \frac{Q_{\text{г.в}}^{\text{б}} (t_{\text{п.с}}^{\text{от}} - t_{\text{о.с}}^{\text{от}})}{Q} = \alpha_{\text{г.в}}^{\text{б}} (t_{\text{п.с}}^{\text{от}} - t_{\text{о.с}}^{\text{от}}) = 0,18 \cdot (150 - 70) = \\ &= 0,18 \cdot (150 - 70) = 14,4^{\circ}\text{C}. \end{aligned}$$

Перепад температур сетевой воды в нижней и верхней ступенях при $t'''_{\text{нар}} = +2,5^{\circ}\text{C}$ ($\bar{Q}=0,354$)

$$\rho''_{\text{н}} = \frac{\rho Q_{\text{н}}^{\text{б}}}{Q_{\text{г.в}}^{\text{б}}} = \frac{\rho (t''_{\text{н}} - t_{\text{х}})}{t_{\text{г}} - t_{\text{х}}} = \frac{14,4 (33,7 - 5)}{60 - 5} = 7,5^{\circ}\text{C},$$

$$\rho_{\text{в}}'' = \rho - \rho_{\text{н}}'' = 14,4 - 7,5 = 6,9^{\circ}\text{C}.$$

Температуры воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_{\text{нар}} = +2,5^{\circ}\text{C}$:

$$t'_{\text{п.с}} = t_{\text{п.с}}^{\text{от}''} + \rho_{\text{в}}'' = 70 + 6,9 = 76,9^{\circ}\text{C},$$

$$t'_{\text{о.с}} = t_{\text{о.с}}^{\text{от}''} - \rho_{\text{н}}'' = 41,7 - 7,5 = 34,2^{\circ}\text{C}.$$

Значения $\rho_{\text{н}}$ при произвольной наружной температуре $t_{\text{нар}} \leq t'''_{\text{нар}}$ и $Q_{\text{г.в}}^{\text{б}}$ находятся по формуле

$$\rho_{\text{н}} = \rho_{\text{н}}'' \frac{t_{\text{о.с}}^{\text{от}} - t_{\text{х}}}{t_{\text{о.с}}^{\text{от}''} - t_{\text{х}}} = 7,5 \frac{t_{\text{о.с}}^{\text{от}} - 5}{41,7 - 5}.$$

Перепад температур сетевой воды в нижней и верхней ступенях при $t_{\text{нар}} = -26^{\circ}\text{C}$ ($\bar{Q}=1,0$):

$$\rho_{\text{н}}' = 7,5 \frac{70 - 5}{41,7 - 5} = 13,2^{\circ}\text{C},$$

$$\rho_{\text{в}}' = 14,4 - 13,2 = 1,2^{\circ}\text{C}.$$

Температуры воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_{\text{нар}} = -26^{\circ}\text{C}$:

$$t'_{\text{п.с}} = t_{\text{п.с}}^{\text{от}'} + \rho_{\text{в}}' = 150 + 1,2 = 151,2^{\circ}\text{C},$$

$$t'_{\text{о.с}} = t_{\text{о.с}}^{\text{от}'} - \rho_{\text{н}}' = 70 - 13,2 = 56,8^{\circ}\text{C}.$$

Температуры воды в подающем и обратном трубопроводах при

Таблица 3.3. Температуры воды в подающем и обратном трубопроводах в зависимости от относительной нагрузки $\bar{Q}_0$ и доли отпуска теплоты на горячее водоснабжение

$\bar{Q}_0$	$\alpha_{г.в}=0$		$\alpha_{г.в}^{ср}=0,15$ $\alpha_{г.в}^6=0,18$		$\alpha_{г.в}^{ср}=0,30$ $\alpha_{г.в}^6=0,36$	
	$t_{п.с}^{от}, ^\circ\text{C}$	$t_{о.с}^{от}, ^\circ\text{C}$	$t_{п.с}, ^\circ\text{C}$	$t_{о.с}, ^\circ\text{C}$	$t_{п.с}, ^\circ\text{C}$	$t_{о.с}, ^\circ\text{C}$
1,0	150	70	151,2	56,8	151,8	43,0
0,8	126	62	128,8	50,4	131,2	38,4
0,6	101,5	53,5	106	43,6	110,3	33,5
0,4	76	44	82,4	36	88,6	27,8
0,354	70	41,7	76,9	34,2	83,6	25,5

$-26^\circ\text{C} < t_{нар} < +2,5^\circ\text{C}$ рассчитываются аналогично, и их значения приведены в табл. 3.3. Здесь же приведены данные при $\alpha_{г.в}^{ср}=0,30$.

На рис. 3.6 показан температурный график прямой и обратной сетевой воды при $\alpha_{г.в}^{ср}=0$ и $\alpha_{г.в}^{ср}=0,15$.

Задача 3.7. Определить, на сколько изменится расчетный расход теплоты на отопление зданий, если расчетная температура воздуха внутри помещения с $t_{вн}=20^\circ\text{C}$ будет снижена до $t_{вн}=18^\circ\text{C}$. Объем отапливаемых кирпичных зданий по наружному обмеру $V=15 \cdot 10^3 \text{ м}^3$, удельная отопительная характеристика здания $\chi_{от}=0,35 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$, расчетная наружная температура воздуха $t_{нар}=-26^\circ\text{C}$.

Ответ. $\Delta Q_{от}=10,5 \text{ кВт}$.

Задача 3.8. Определить расчетный расход теплоты на вентиляцию цехов с объемом $V=20 \cdot 10^3 \text{ м}^3$, если удельная вентиляционная характеристика $\chi_в=1,2 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$, температура воздуха внутри помещения $t_{вн}=18^\circ\text{C}$ и расчетная температура воздуха для вентиляции $t_{нар}=-15^\circ\text{C}$.

Ответ. $Q_{в.р}=792 \text{ кВт}$.

Задача 3.9. Определить расчетный часовой и годовой расходы теплоты на вентиляцию цеха металлических конструкций. Наружный объем цеха $V=100\,000 \text{ м}^3$, расчетная температура наружного воздуха для

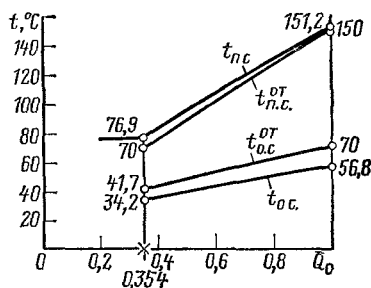


Рис. 3.6. График температур прямой и обратной сетевой воды при отсутствии горячего водоснабжения ($\alpha_{г.в}^{ср}=0$) и при $\alpha_{г.в}^{ср}=0,15$ (к задаче 3.6)

вентиляции $t_{\text{нар}}^{\text{в}} = -13^{\circ}\text{C}$, температура внутреннего воздуха $t_{\text{вн}} = 16^{\circ}\text{C}$, средняя температура наружного воздуха за отопительный период $t_{\text{нар}}^{\text{ср}} = -3,5^{\circ}\text{C}$, продолжительность отопительного периода $T_{\text{от}} = 215$ сут, число часов работы вентиляции в сутки 16 ч, вентиляция здания характеристика здания $x_{\text{в}} = 0,55$ Вт/($\text{м}^3 \cdot \text{K}$).

О т в е т. $Q_{\text{в}} = 1,6$ МВт; $Q_{\text{год}}^{\text{в}} = 3690$ (МВт·ч/год) $= 13\,284$ ГДж/год.

Задача 3.10. Определить расчетный расход теплоты на горячее водоснабжение района с населением $m = 22\,000$ чел, если расход горячей воды 1 жителем $a = 0,001$ кг/с, температура горячей воды $t_{\text{г}} = 65^{\circ}\text{C}$ и температура холодной воды $t_{\text{х}} = 5^{\circ}\text{C}$ [47].

Расчетный (максимальный) расход теплоты на горячее водоснабжение $Q_{\text{г.в.}}^{\text{р}} = 2,0$ $Q_{\text{г.в.}}^{\text{ср}}$.

О т в е т. $Q_{\text{г.в.}}^{\text{р}} = 11,05$ МВт.

Задача 3.11. Определить расчетную мощность теплового потребления на отопление 10 жилых зданий с общим наружным объемом 150 000 м^3 и больницы с наружным объемом 10 000 м^3 при расчетной температуре наружного воздуха $t_{\text{нар}}^{\text{р}} = -28^{\circ}\text{C}$. Расчетная температура внутреннего воздуха для жилых зданий 18°C , для больницы 20°C .

Средняя температура наружного воздуха за отопительный период $t_{\text{нар}}^{\text{ср}} = -4,9^{\circ}\text{C}$. Длительность отопительного периода $T_{\text{от}} = 5210$ ч. Отопительную характеристику для жилых зданий принять $x_{\text{ж.з.}}^{\text{от}} = 0,36$ Вт/($\text{м}^3 \cdot \text{K}$), для больницы $x_{\text{б.от}}^{\text{от}} = 0,42$ Вт/($\text{м}^3 \cdot \text{K}$).

О т в е т. $Q_{\text{от}} = 2,69$ МВт, $Q_{\text{от}}^{\text{год}} = 25\,200$ ГДж/год.

Задача 3.12. Тепловая сеть работает по графику качественного регулирования для воздушного отопления. При расчетной температуре наружного воздуха $t_{\text{нар}}^{\text{р}} = -30^{\circ}\text{C}$ температуры воды в подающем и обратном трубопроводах составляют $t_{\text{п.с}} = 130^{\circ}\text{C}$ и $t_{\text{о.с}} = 70^{\circ}\text{C}$.

Определить температуры воды $t_{\text{п.с}}$ и $t_{\text{о.с}}$ при $t_{\text{нар}} = -7^{\circ}\text{C}$, если температура внутреннего воздуха поддерживается $t_{\text{вн}} = 16^{\circ}\text{C}$.

О т в е т. $t_{\text{п.с}} = 73^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{о.с}} = 43^{\circ}\text{C}$.

Задача 3.13. Решить предыдущую задачу для случая присоединения к тепловой сети только водяных систем отопления при условии, что температура воздуха внутри здания $t_{\text{вн}} = 18^{\circ}\text{C}$ и коэффициент смешения элеваторов на вводах $\mu = 1,4$.

Определить также температуру воды в подающем трубопроводе отопительной системы $t_{\text{п.от}}$ при $t_{\text{нар}} = -7^{\circ}\text{C}$.

О т в е т. $t_{\text{п.с}} = 76,6^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{п.от}} = 59,8^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{о.с}} = 47,8^{\circ}\text{C}$.

Задача 3.14. В закрытой тепловой сети с последовательным включением двухступенчатых подогревателей горячего водоснабжения предусмотрено центральное качественное регулирование по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

Определить температуры сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети $t_{\text{п.с}}$ и $t_{\text{о.с}}$ при температуре наружного воздуха $t_{\text{нар}}^{\text{р}} = +2,5^{\circ}\text{C}$, когда по расчетному температурному графику

отопления $t_{п.с}^{от''} = 70^\circ \text{C}$ и $t_{о.с}^{от''} = 41,7^\circ \text{C}$. Отношение средней нагрузки горячего водоснабжения к максимальной нагрузке отопления по сети $\alpha_{г.в}^{ср} = Q_{г.в}^{ср} / Q_o = 0,25$, поправочный (балансовый) коэффициент к средней нагрузке $\kappa_6 = Q_{г.в}^6 / Q_{г.в}^{ср} = 1,2$. Температуры местной воды до и после подогревателя горячего водоснабжения $t_x = 5^\circ \text{C}$ и $t_r = 60^\circ \text{C}$. Определить также температуры сетевой воды $t'_{п.с}$ и $t'_{о.с}$ при температуре наружного воздуха $t_{нар} = -26^\circ \text{C}$, когда по расчетному температурному графику для отопления $t_{п.с}^{от} = 150^\circ \text{C}$ и $t_{о.с}^{от} = 70^\circ \text{C}$. Расчетный недогрев воды в нижней ступени принять $t_{о.с}^{от''} - t_{п.с} = 5^\circ \text{C}$.

О т в е т. $t''_{п.с} = 80,3^\circ \text{C}$; $t''_{о.с} = 28^\circ \text{C}$; $t'_{п.с} = 150^\circ \text{C}$; $t'_{о.с} = 46^\circ \text{C}$.

3.2. Расчет сетевой подогревательной установки

Задача 3.15. Определить расчетную температуру наружного воздуха для включения пиковых водогрейных котлов $t_{нар}^{р.отб}$ для ТЭЦ, расположенных в районах с низшей расчетной температурой наружного воздуха $t_{нар} = -25, -30, -35^\circ \text{C}$. Расчетная температура в подающем и обратном трубопроводе сетевой воды $t_{п.с} = 150^\circ \text{C}$; $t_{о.с} = 70^\circ \text{C}$. Графики температуры принять прямолинейными. Расчетная температура внутри помещения $t_{вв} = 18^\circ \text{C}$, $\alpha_{ТЭЦ}$.

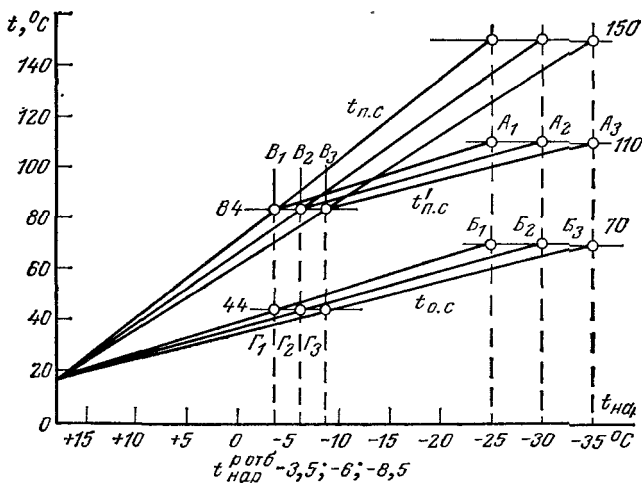


Рис. 3.7. Графическое определение расчетных температур наружного воздуха для включения пиковых водогрейных котлов $t_{нар}^{р.отб}$ для ТЭЦ, расположенных в районах с низшей расчетной температурой наружного воздуха $t_{нар} = -25, -30, -35^\circ \text{C}$ (к задаче 3.15)

Решение. Строим графики $t_{п.с}=f(t_{нар})$ и $t_{о.с}=f(t_{нар})$ (рис. 37). Расчетная температура сетевой воды в подающем трубопроводе после сетевого подогревателя (точка А)

$$t'_{п.с}=t_{о.с}+(t_{п.с}-t_{о.с})\alpha_{ТЭЦ}=70+(150-70)\cdot 0,5=110^{\circ}\text{C}.$$

Из точки А проводим прямую, параллельную линии температур обратной сетевой воды. Точка пересечения (В) этой прямой с линией конечной температуры сетевой воды в подающем трубопроводе определяет температуру наружного воздуха, выше которой тепловое потребление покрывается только из отбора. Эта температура является расчетной для определения максимального расхода пара из отбора турбины и соответствует моменту включения или выключения пикового котла.

По графику получаем:

$$t_{нар1}^{отб} = -3,5^{\circ}\text{C}; \quad t_{нар2}^{отб} = -6^{\circ}\text{C}; \quad t_{нар3}^{отб} = -8,5^{\circ}\text{C}.$$

Эти значения температур можно получить и расчетным путем:

$$t_{нар1}^{отб} = t_{вн}^p - (t_{вн}^p - t_{нар}^p)\bar{Q} = 18 - (18 + 25)0,5 = -3,5^{\circ}\text{C};$$

$$t_{нар2}^{отб} = 18 - (18 + 30)0,5 = -6^{\circ},0^{\circ}\text{C};$$

$$t_{нар3}^{отб} = 18 - (18 + 35)0,5 = -8,5^{\circ}\text{C}.$$

Во всех случаях температура воды после сетевого подогревателя $t'_{п.с}=84^{\circ}\text{C}$, $t_{о.с}=44^{\circ}\text{C}$.

$$\bar{Q} = \frac{Q_{от}^{р.от}}{Q_{от}} = \frac{\alpha_{ТЭЦ}Q_{от}}{Q_{от}} = 0,5.$$

Задача 3.16. Определить давление пара в верхнем теплофикационном (отопительном) отборе турбины при минимальной расчетной температуре наружного воздуха $t_{нар}^p$ ($\bar{Q}=1,0$) и при расчетной температуре наружного воздуха для отборов $t_{нар}^{р.отб}$.

Расчет произвести при $\alpha_{г.в}^{ср}=0$ и $\alpha_{г.в}^{ср}=0,15$ (использовать графики рис. 3.6 к задаче 3.6). Недогрев в верхнем сетевом подогревателе $\theta=3^{\circ}\text{C}$, падение давления в трубопроводе от турбины до сетевого подогревателя $\Delta p_{тр}=8\%$, $\alpha_{ТЭЦ}=0,5$.

Решение. Находим значения температуры сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя при $\bar{Q}=1,0$:

для случая, когда $\alpha_{г.в}^{ср}=0,15$,

$$t'_{п.с1}=t_{о.с}+(t_{п.с}-t_{о.с})\alpha_{ТЭЦ}=56,8+(151,2-56,8)0,5=104^{\circ}\text{C};$$

для случая, когда отпуск теплоты на горячее водоснабжение отсутствует, т. е. $\alpha_{в.г}^{ср}=0$,

$$t'_{п.с2}=70+(150-70)0,5=110^{\circ}\text{C}.$$

Температура насыщения греющего пара у подогревателя на величину недогрева выше температуры сетевой воды на выходе из подогревателя:

$$t_{п1}^{н} = t'_{п.с1} + \theta = 104 + 3 = 107^{\circ}\text{C}; \quad p'_{п1} = 0,129 \text{ МПа};$$

$$t_{п2}^{н} = t'_{п.с2} + \theta = 110 + 3 = 113^{\circ}\text{C}; \quad p'_{п2} = 0,158 \text{ МПа}.$$

По температурам насыщения находим давление пара [9].

Давление в отборах турбины должно быть выше на величину потерь в трубопроводах:

$$p_{отб1} = \frac{p'_{п1}}{0,92} = \frac{0,129}{0,92} = 0,140 \text{ МПа},$$

$$p_{отб2} = \frac{p'_{п2}}{0,92} = \frac{0,158}{0,92} = 0,171 \text{ МПа}.$$

Аналогично находим давления в отборах турбины для режимов, соответствующих моменту отключения пиковых котлов (точки B_1 и B_2), $p''_{отб1} = 0,062 \text{ МПа}$, $p''_{отб2} = 0,074 \text{ МПа}$.

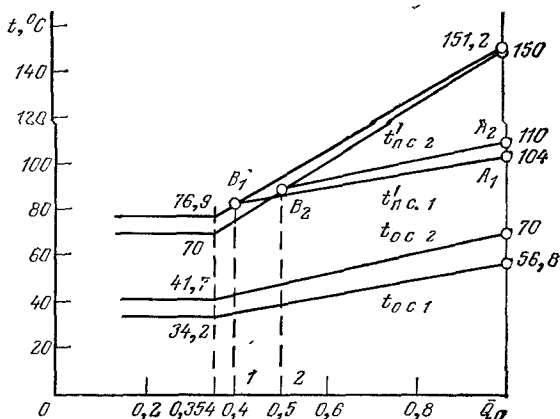


Рис. 3.8. К задаче 3.16

Для нахождения расчетных температур наружного воздуха для отборов проводим линии A_1B_1 и A_2B_2 (рис. 3.8), эквидистантные линиям $t_{o.c1} = f(\bar{Q})$ и $t_{o.c2} = f(\bar{Q})$. Относительные нагрузки $\bar{Q}_1 = 0,4$ и $\bar{Q}_2 = 0,5$. Примем минимальную расчетную температуру наружного воздуха $t_{нар}^p = -26^{\circ}\text{C}$. Тогда

$$t_{нар1}^{отб} = t_{вн}^p - (t_{вн}^p - t_{нар}^p) \bar{Q}_1 = 18 - 18 + 26 \cdot 0,4 = +0,4^{\circ}\text{C};$$

$$t_{нар2}^{отб} = t_{вн}^p - (t_{вн}^p - t_{нар}^p) \bar{Q}_2 = 18 - 18 + 26 \cdot 0,5 = -4,0^{\circ}\text{C}.$$

Из расчета видно, что при наличии нагрузки на горячее водоснабжение расчетная температура наружного воздуха для отборов выше,

чем при работе по чисто отопительному графику. Время работы пиковых водогрейных котлов получается большим, как и величина их нагрузки. Растет нагрузка и отборов турбин при некотором снижении давления в верхнем отопительном отборе, что приводит к увеличению выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Задача 3.17. Определить температуру сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах после верхнего сетевого подогревателя и распределение нагрузки между отборами турбин и пиковыми водогрейными котлами на ТЭЦ, расположенной в районе с низшей расчетной температурой наружного воздуха $t_{нар} = -32^\circ\text{C}$, при температуре наружного воздуха $t_{нар} = -20^\circ\text{C}$.

Принять линейное исполнение графиков температур. Расчетная температура воздуха внутри помещений $t_{вн} = +18^\circ\text{C}$. $\alpha_{ТЭЦ} = 0,5$.

О т в е т. $t_{н,с} = 118^\circ\text{C}$; $t_{н,о} = 97^\circ\text{C}$; $t_{о,с} = 57^\circ\text{C}$;

$$\beta = \frac{Q_{ПВК}}{(Q_{от})_{-20}} = \frac{Q_{ПВК}}{Q_{ПВК} + Q_{отб}} = 0,344.$$

Задача 3.18. Для условий задачи 3.17 определить температуру сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя, приняв равномерное распределение температурных перепадов для верхнего и нижнего подогревателей. Определить давление в отборах турбины, приняв недогрев в подогревателях $\phi = 5^\circ\text{C}$ и падение давления в трубопроводах между турбиной и подогревателями $\Delta p_{тр} = 7\%$.

О т в е т. $t_{н,н} = 77^\circ\text{C}$; $p_v = 0,117$ МПа; $p_n = 0,055$ МПа.

Задача 3.19. Определить давление пара в верхнем и нижнем отопительных отборах турбины при $\alpha_{ТЭЦ} = 0,65$, используя условия задач 3.17 и 3.18. Определить долю тепловой нагрузки, приходящейся на пиковый водогрейный котел при заданных условиях.

О т в е т. $p_v = 0,175$ МПа; $p_n = 0,070$ МПа; $\beta = 0,147$.

Задача 3.20. Определить расходы пара и воды в сетевой установке турбины ПТ-135/165-130/15, для которой дано: тепловая мощность $Q_{т.отб} = 128$ МВт; температура сетевой воды после подогревателей $t''_{п,с} = 99^\circ\text{C}$, $t'_{п,с} = 74,9^\circ\text{C}$, на входе в нижний подогреватель $t_{о,с} = 35,4^\circ\text{C}$. Недогревы в подогревателях $\phi_n = 1,9^\circ\text{C}$, $\phi_v = 2,0^\circ\text{C}$. Потери теплоты подогревателем оцениваются коэффициентом $\eta_n = 0,995$. Давление сетевой воды $p_{с,в} = 2,0$ МПа. Давление пара, подаваемого в подогреватели из отборов турбины $p_v = 0,115$ МПа, $p_n = 0,044$ МПа. Энтальпия пара соответственно $i''_v = 2610$ кДж/кг и $i''_n = 2486$ кДж/кг.

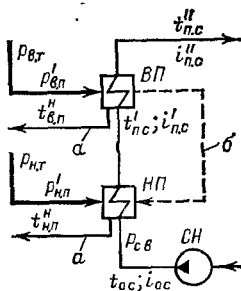


Рис. 3.9. Схема двухступенчатого подогрева сетевой воды:

а — к задаче 3.20; б — к задаче 3.21

Определить потери давления в паропроводах от турбины до сетевых подогревателей. Схема установки показана на рис. 3.9,а.

Решение. Температуры насыщения и энтальпии конденсирующегося пара:

$$t_{\text{н.п}}^{\text{н}} = t'_{\text{п.с}} + \theta_{\text{н}} = 74,9 + 1,9 = 76,8^{\circ}\text{C}; \quad i_{\text{н.п}}^{\text{н}} = 322,0 \text{ кДж/кг};$$

$$t_{\text{в.п}}^{\text{н}} = t''_{\text{п.с}} + \theta_{\text{в}} = 99,0 + 2,0 = 101,0^{\circ}\text{C}; \quad i_{\text{в.п}}^{\text{н}} = 422,0 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия сетевой воды: $i''_{\text{п.с}} = 416,3 \text{ кДж/кг}$; $i'_{\text{п.с}} = 315,1 \text{ кДж/кг}$; $i_{\text{о.с}} = 150,0 \text{ кДж/кг}$.

Расход сетевой воды

$$G_{\text{с.в}} = \frac{Q_{\text{т}}^{\text{отб}}}{i''_{\text{п.с}} - i_{\text{о.с}}} = \frac{128 \cdot 10^3}{416,3 - 150} = 480 \text{ кг/с}.$$

Расход пара на верхний сетевой подогреватель находится из уравнения

$$Q_{\text{в.п}} = D_{\text{в.п}} (i_{\text{в}}^{\text{н}} - i_{\text{в.п}}^{\text{н}}) \eta_{\text{п}} = G_{\text{с.в}} (i''_{\text{п.с}} - i'_{\text{п.с}}), \quad (3.12)$$

$$D_{\text{в.п}} = \frac{G_{\text{с.в}} (i''_{\text{п.с}} - i'_{\text{п.с}})}{(i_{\text{в}}^{\text{н}} - i_{\text{в.п}}^{\text{н}}) \eta_{\text{п}}} = \frac{480 (416,3 - 315,1)}{(2610 - 422) 0,995} = 22,3 \text{ кг/с}.$$

Расход пара на нижний сетевой подогреватель

$$Q_{\text{н.п}} = D_{\text{н.п}} (i_{\text{н}}^{\text{н}} - i_{\text{н.п}}^{\text{н}}) \eta_{\text{п}} = G_{\text{с.в}} (i'_{\text{п.с}} - i_{\text{о.с}}), \quad (3.12a)$$

$$D_{\text{н.п}} = \frac{G_{\text{с.в}} (i'_{\text{п.с}} - i_{\text{о.с}})}{(i_{\text{н}}^{\text{н}} - i_{\text{н.п}}^{\text{н}}) \eta_{\text{п}}} = \frac{480 (315,1 - 150)}{(2486 - 322) 0,995} = 36,8 \text{ кг/с}.$$

По температурам насыщения пара в подогревателях находим давление пара в корпусах подогревателей:

$$p'_{\text{в.п}} = 0,105 \text{ МПа}; \quad p'_{\text{н.п}} = 0,041 \text{ МПа}.$$

Потери давления в трубопроводах:

$$\Delta p_{\text{в}} = p_{\text{в}} - p'_{\text{в.п}} = 0,115 - 0,105 = 0,010 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_{\text{н}} = p_{\text{н}} - p'_{\text{н.п}} = 0,045 - 0,041 = 0,004 \text{ МПа},$$

что составляет соответственно от давления греющего пара в отборах турбины 8,6 и 8,8%.

Задача 3.21. Решить задачу 3.20 при условии каскадного слива дренажа греющего пара (рис. 3.9,б).

Ответ. $G_{\text{с.в}} = 480 \text{ кг/с}$; $D_{\text{в.п}} = 22,3 \text{ кг/с}$; $D_{\text{н.п}} = 35,77 \text{ кг/с}$.

Задача 3.22. Рассчитать сетевую установку турбоагрегата К-1200-240-3, покрывающую теплофикационную нагрузку $Q_{\text{т}}^{\text{отб}} = 162 \text{ ГДж/ч} = 45 \text{ МВт}$. Пар на верхний сетевой подогреватель поступает из пятого отбора с $p_5 = 0,50 \text{ МПа}$ и $t_5 = 280^{\circ}\text{C}$, на нижний подогреватель — из шестого отбора с $p_6 = 0,26 \text{ МПа}$ и $t_6 = 218^{\circ}\text{C}$. Температурный график $t_{\text{н.с}}/t_{\text{о.с}} = 130/70^{\circ}\text{C}$. Потери давления в трубопроводах от

турбины до подогревателей составляют 10% от давления в отборах турбины. Недогрев воды до температуры насыщения греющего пара $\vartheta=3^{\circ}\text{C}$. Давление сетевой воды на входе 2,5 МПа и на выходе — 2,0 МПа. Слив дренажа каскадный (рис. 3.9).

Решение. Энтальпия пара в отборах турбины $i_5=3022,9$ кДж/кг, $i_6=2908$ кДж/кг. Параметры пара у подогревателей с учетом падения давления в трубопроводах:

$$p_{в.п}=0,9p_5=0,9\cdot 0,50=0,45 \text{ МПа}, \quad t'_{в.п}=147,92^{\circ}\text{C}, \quad i'_{в.п}=623,2 \text{ кДж/кг}, \\ p_{н.п}=0,9p_6=0,9\cdot 0,26=0,234 \text{ МПа}, \quad t'_{н.п}=125,26^{\circ}\text{C}, \quad i'_{н.п}=526,1 \text{ кДж/кг}.$$

Расход сетевой воды

$$G_{с.в} = \frac{Q_T^{\text{отб}}}{i_{п.с} - i_{о.с}} = \frac{45 \cdot 10^3}{547,5 - 295,0} = 178,2 \text{ кг/с}.$$

Температура и энтальпия сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя

$$t'_{п.с} = t'_{н.п} - \vartheta = 125,26 - 3 = 122,26^{\circ}\text{C}, \text{ при } p_{с.в} = 2,25 \text{ МПа}, \\ t'_{п.с} = 514,7 \text{ кДж/кг}.$$

Распределение нагрузки на верхний (ВСП) и нижний (НСП) сетевые подогреватели:

$$Q_{в.п} = \frac{i_{п.с} - i'_{п.с}}{i_{п.с} - i_{о.с}} Q_T^{\text{отб}} = \frac{547,5 - 514,7}{547,5 - 295} 45 = 5,84 \text{ МВт};$$

$$Q_{н.п} = Q_T^{\text{отб}} - Q_{в.п} = \frac{i'_{п.с} - i'_{о.с}}{i_{п.с} - i_{о.с}} Q_T^{\text{отб}} = 45 - 5,84 = 39,16 \text{ МВт}.$$

Пар, отбираемый из турбины на верхний сетевой подогреватель, является энергетически более ценным, чем пар, обогревающий нижний сетевой подогреватель. Поэтому, чтобы снизить расход пара $D_{в.п}$ (разумеется, за счет увеличения расхода $D_{н.п}$), предусматривается дросселирование его перед верхним сетевым подогревателем до уровня, определяемого соотношением

$$t_{в.п}^* = t_{п.с} + \vartheta = 130 + 3 = 133^{\circ}\text{C},$$

тогда $p_{в.п}^* = 0,295$ МПа и $i_{в.п}^* = 559,1$ кДж/кг.

Расход пара из отборов на верхний и нижний сетевые подогреватели определяется из уравнений теплового баланса:

$$D_{в.п}(i_5 - i_{в.п}^*) = Q_{в.п}k_5; \quad (3.13)$$

$$D_{н.п}(i_6 - i_{н.п}) + D_{в.п}(i_{в.п}^* - i_{н.п}) = Q_{н.п}k_6, \quad (3.14)$$

где $k_5=1,005$, $k_6=1,004$ — коэффициенты рассеивания теплоты.

$$D_{в.п} = \frac{5,84 \cdot 10^3 \cdot 1,005}{3022,9 - 559,1} = 2,38 \text{ кг/с};$$

$$D_{н.п} = \frac{39,16 \cdot 10^3 \cdot 1,004 - 2,38 \cdot (559,1 - 526,1)}{2908 - 526,1} = 16,47 \text{ кг/с}.$$

Количество дренажа (конденсата), сливаемого из сетевой установки,

$$D_{др} = D_{в.п} + D_{н.п} = 2,38 + 16,47 = 18,85 \text{ кг/с.}$$

Если не дросселировать пар на верхний сетевой подогреватель, то

$$D'_{в.п} = \frac{5,84 \cdot 10^3 \cdot 1,005}{3022,9 - 623,2} = 2,44 \text{ кг/с}$$

или

$$+\Delta \bar{D} = \frac{2,44 - 2,38}{2,38} 100\% = 2,52\%.$$

Задача 3.23. Определить расходы пара и воды в сетевой установке турбины ПТ-135/165-130/15. Теплофикационная установка на ТЭЦ включает в себя два сетевых подогревателя и пиковый водогрейный котел. Мощность теплового потребления $Q_T^{ТЭЦ} = 233$ МВт. Температурный график сети в расчетном режиме $t_{п.с}/t_{о.с} = 150/48^\circ\text{C}$. Давление регулируемых отборов пара: верхнего отопительного $p_v = 0,1176$ МПа; нижнего отопительного $p_n = 0,0638$ МПа. Энтальпия соответственно $i''_v = 2600$ кДж/кг и $i''_n = 2530$ кДж/кг. Недогрев в верхнем подогревателе $\theta_v = 3,3^\circ\text{C}$, в нижнем $-\theta_n = 5^\circ\text{C}$. Тепловые потери подогревателя оцениваются коэффициентом $\eta_n = 0,995$ ($K = 1,005$).

Ответ. $G_{с.в} = 540$ кг/с; $Q_T^{отб} = 116,1$ МВт; $Q_{ПВК} = 116,9$ МВт; $Q_{н.п} = 75,1$ МВт; $Q_{в.п} = 41,0$ МВт; $D_{н.п} = 34,7$ кг/с; $D_{в.п} = 18,6$ кг/с.

3.3. Отпуск пара потребителям

Задача 3.24. Определить расход пара из отбора турбины ПТ-60-130/13 на паропреобразовательную установку, в которой производится при давлении $p_n = 0,85$ МПа насыщенный пар для внешних потребителей в количестве $D_n = 8,4$ кг/с и для внутреннего потребления в целях восполнения внутростанционных потерь конденсата $D_{вос} = 0,02D_0$ кг/с. Расход пара на турбину $D_c = 84$ кг/с. Продувка паропреобразователя 2 % от расхода вторичного пара. Продувочная вода используется для нагрева питательной воды, поступающей в установку, после чего сливается в канализацию. Охлаждение конденсата первичного пара и конденсация вторичного пара, отбираемого для восполнения внутростанционных потерь конденсата, производится питательной водой, поступающей в паропреобразователь. Начальная температура химически очищенной воды $t_{х.о} = 30^\circ\text{C}$. Разность температур насыщения греющего и вторичного пара $\Delta t_n = 15^\circ\text{C}$. Принципиальная схема установки показана рис. 3.10,а. Процесс расширения пара в i, s -диаграмме приведен на рис. 3.10,б.

Решение. Паропроизводительность установки по вторичному пару

$$D_2 = D_n + 0,02D_0 = 8,4 + 0,02 \cdot 84 = 10,08 \text{ кг/с.}$$

Расход питательной воды (с учетом 2 % продувки)

$$G_{п.в} = 1,02 D_2 = 1,02 \cdot 10,08 = 10,28 \text{ кг/с.}$$

Расход продувочной воды

$$G_{пр.в} = G_{п.в} - D_2 = 10,28 - 10,08 = 0,20 \text{ кг/с.}$$

Температуру охлажденной продувочной воды, сливаемой в канализацию, принимаем равной

$$t_{с.л} = t_{х.о} + 5 = 30 + 5 = 35^\circ\text{C}; i_{с.л} = 146,5 \text{ кДж/кг.}$$

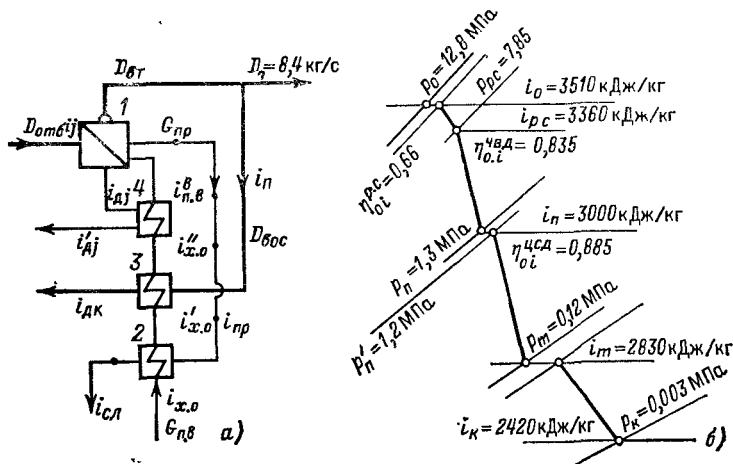


Рис. 3.10. Схема паропреобразовательной установки (а) и процесс расширения пара в турбине ПТ-60-130/13 (б):

1 — паропреобразователь; 2 — охладитель продувочной воды; 3 — конденсатор пара, восполняющего внутриванционные потери конденсата; 4 — охладитель конденсата греющего пара

Уравнение теплового баланса охладителя 2

$$G_{п.в} (i'_{х.о} - i_{х.о}) = G_{пр} (i_{пр} - i_{с.л}) \eta, \quad (3.15)$$

где $i_{пр}$ — энтальпия продувочной воды, определяемая по давлению p_n $i_{пр} = 732 \text{ кДж/кг}$. Из (3.15) находим энтальпию питательной воды после охладителя продувки

$$i'_{х.о} = i'_{х.о} + \frac{G_{пр} (i_{пр} - i_{с.л}) \eta}{G_{п.в}} = 125,6 + \frac{0,20 (732 - 146,5) 0,99}{10,28} = 125,6 + 11,2 = 136,8 \text{ кДж/кг.}$$

При расчете конденсатора вторичного пара, для получения дистиллята, идущего на восполнение внутриванционных потерь, давление вто-

ричного пара $p_n = 0,85$ МПа, $x = 1,0$, энтальпия пара $i_n = 2770,8$ кДж/кг, расход пара $D_{\text{вос}} = 0,02 \cdot 84 = 1,68$ кг/с.

Уравнение теплового баланса конденсатора 3

$$G_{\text{п.в}} (i''_{\text{х.о}} - i'_{\text{х.о}}) = D_{\text{вос}} (i_n - i_{\text{д.к}}) \eta, \quad (3.16)$$

откуда энтальпия питательной воды после конденсатора

$$i''_{\text{х.о}} = i'_{\text{х.о}} + \frac{D_{\text{вос}} (i_n - i_{\text{д.к}}) \eta}{G_{\text{п.в}}} = 136,8 + \frac{1,68 (2770,8 - 732) 0,99}{10,28} = 136,8 + 329,8 = 466,6 \text{ кДж/кг};$$

$$t''_{\text{х.о}} = 111^\circ\text{C}.$$

При давлении вторичного пара $p_n = 0,85$ МПа ($t_n = 173^\circ\text{C}$) давление отбираемого из турбины пара должно соответствовать (по условию задачи) температуре насыщения $t_{\text{отб}} = t_n + \Delta t_n = 173 + 15 = 188^\circ\text{C}$. Следовательно, давление пара в отборе j должно быть $p_j = 1,2$ МПа; энтальпия жидкости $i_{\text{в.ж}} = i_{\text{д.ж}} = 798,4$ кДж/кг.

Из процесса расширения пара в i , s -диаграмме при давлении $p_j = 1,2$ МПа находим $i_j = 3000$ кДж/кг.

Температуру питательной воды при входе в паропреобразователь принимаем равной (с недогревом до температуры кипения примерно на $6,0^\circ\text{C}$): $t_{\text{п.в}} = t_n - 6 = 173 - 6 = 167^\circ\text{C}$; соответственно энтальпия воды $i_{\text{п.в}} = 699$ кДж/кг.

Уравнение теплового баланса паропреобразователя 1

$$D_{\text{отб}} (i_j - i_{\text{д.ж}}) \eta = G_{\text{пр}} (i_{\text{пр}} - i_{\text{п.в}}) + D_{\text{вт}} (i_n - i_{\text{п.в}}), \quad (3.17)$$

откуда

$$D_{\text{отб}} = \frac{G_{\text{пр}} (i_{\text{пр}} - i_{\text{п.в}}) + D_{\text{вт}} (i_n - i_{\text{п.в}})}{(i_j - i_{\text{д.ж}}) \eta} = \frac{0,20 (732 - 699) + 10,08 (2770,8 - 699)}{(3000 - 798,4) 0,99} = 9,58 \text{ кг/с}.$$

При расчете охладителя конденсата греющего пара паропреобразователя, исходя из известной величины нагрева питательной воды в охладителе $\Delta i_{\text{п.в}} = i_{\text{п.в}} - i''_{\text{х.о}}$, находим энтальпию $i'_{\text{д.ж}}$ конденсата греющего пара после охладителя (рис. 3.10,а) из уравнения теплового баланса охладителя 4

$$G_{\text{п.в}} (i_{\text{п.в}} - i''_{\text{х.о}}) = D_{\text{отб}} (i_{\text{д.ж}} - i'_{\text{д.ж}}) \eta, \quad (3.18)$$

откуда

$$i'_{\text{д.ж}} = i_j - \frac{G_{\text{п.в}} (i_{\text{п.в}} - i''_{\text{х.о}})}{D_{\text{отб}} \eta} = 798,4 - \frac{10,28 \cdot (699 - 466,6)}{9,58 \cdot 0,99} = 546,5 \text{ кДж/кг};$$

$$t'_{\text{д.ж}} = 130^\circ\text{C}.$$

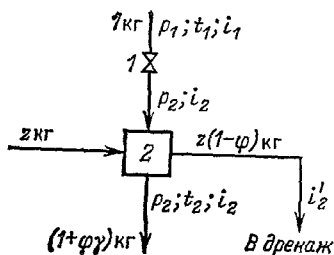


Рис. 3.11. Схема редуционно-охладительной установки
1 — редуционный вентиль; 2 — охладитель

Задача 3.25. Определить количество первичного пара и воды для редуционно-охладительной установки (РОУ), предназначенной для отпуска пара потребителям $D_2 = 2,0$ кг/с с параметрами $p_2 = 1,0$ МПа, $t_2 = 260^\circ\text{C}$. Параметры первичного пара $p_1 = 2,5$ МПа, $t_1 = 380^\circ\text{C}$. Доля испаряющейся в охлаждающей установке воды $\varphi = 0,73$. Температура охлаждающей воды $t_{\text{в}} = 104^\circ\text{C}$.

Решение. Обозначим через γ количество воды, необходимой для охлаждения 1 кг первичного пара с t_1 по t_2 , и составим уравнение теплового баланса установки (рис. 3.11) для 1 кг первичного пара:

$$1,0i_1 + \gamma i_{\text{в}} = (1 + \varphi\gamma)i_2 + (1 - \varphi)\gamma i'_2, \quad (3.19)$$

из которого определяем:

$$\gamma = \frac{i_1 - i_2}{i'_2 - i_{\text{в}} + \varphi(i_2 - i'_2)}.$$

Значения энтальпий пара и воды находим в таблицах [9]: $i_1 = 3195,0$ кДж/кг; $i_2 = 2964,8$ кДж/кг, $i'_2 = 762,6$ кДж/кг, $i_{\text{в}} = 436,5$ кДж/кг (при $p = 1,0$ МПа).

Подставляя значения в выражение для γ , имеем:

$$\gamma = \frac{3195,0 - 2964,8}{762,6 - 436,5 + 0,73 \cdot (2964,8 - 762,6)} = 0,119 \text{ кг/кг}.$$

Если на 1 кг первичного пара требуется γ кг воды, то, как видно из схемы на рис. 3.11, на 1 кг вторичного пара требуется $\frac{\gamma}{1 + \varphi\gamma}$ кг воды, на D_2 кг/с вторичного пара потребуется воды

$$G_{\text{в}} = \frac{D_2 \gamma}{1 + \varphi\gamma} = \frac{2,0 \cdot 0,119}{1 + 0,73 \cdot 0,119} = 0,219 \text{ кг/с}.$$

Потребное количество первичного пара D_1 определяется из равенства

$$G_{\text{в}} = D_1 \gamma, \quad (3.20)$$

откуда

$$D_1 = \frac{G_{\text{в}}}{\gamma} = \frac{0,219}{0,119} = 1,84 \text{ кг/с}.$$

Количество воды, сливаемой в дренаж,

$$G_{\text{сл}} = D_1 + G_{\text{в}} - D_2 = 1,840 + 0,219 - 2,0 = 0,059 \text{ кг/с},$$

иначе

$$G_{\text{сл}} = G_{\text{в}}(1 - \varphi) = 0,219 \cdot 0,27 = 0,059 \text{ кг/с}.$$

Задача 3.26. Определить количество охлаждающей воды и первичного пара для редукционно-охладительной установки, резервирующей производственный отбор турбины ПТ-60/75-130/13. Параметры первичного пара: $p_1=13,72$ МПа, $t_1=560^\circ\text{C}$. Вторичный пар с параметрами: $p_2=1,3$ МПа, $t_2=250^\circ\text{C}$. Номинальный расход пара из производственного отбора турбины $D_{отб}=D_2=38,9$ кг/с. Доля испаряющейся воды в РОУ $\varphi=0,7$. Температура охлаждающей воды $t_b=160^\circ\text{C}$.

О т в е т. $G_b=10,376$ кг/с; $D_1=31,636$ кг/с; $G_{сл}=3,112$ кг/с.

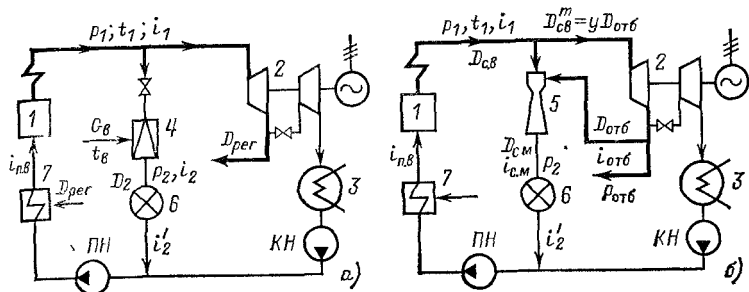


Рис. 3.12. Схемы теплоснабжения:

а — через РОУ; б — при помощи пароструйного компрессора; 1 — парогенератор; 2 — турбина; 3 — конденсатор; 4 — РОУ; 5 — струйный компрессор; 6 — потребитель тепла; 7 — регенеративные подогреватели

Задача 3.27. Из котельной с параметрами пара $p_1=4,0$ МПа и $t_1=450^\circ\text{C}$ потребители снабжаются паром через РОУ. Тепловая мощность потребления $Q_n=7000$ кВт. Параметры пара на выходе из РОУ: $p_2=1,0$ МПа и $t_2=300^\circ\text{C}$. Температура охлаждающей воды $t_b=100^\circ\text{C}$. В охладителе испаряется 65 % подаваемой в него воды.

Определить расход пара из котельной и расход охлаждающей воды. Теплообменные аппараты потребителя работают без переохлаждения конденсата.

О т в е т. $D_1=2,82$ кг/с; $G_b=0,423$ кг/с; $G_{сл}=0,185$ кг/с.

Задача 3.28. Для снабжения потребителей пар из котла ТЭЦ с начальными параметрами $p_1=13,72$ МПа и $t_1=560^\circ\text{C}$ ($i_1=3488,6$ кДж/кг) редуцируется и охлаждается до $p_2=2,5$ МПа и $t_2=350^\circ\text{C}$ ($i_2=3126,6$ кДж/кг и $i'_2=962,0$ кДж/кг), как указано в схеме на рис. 3.12,а. Мощность теплового потребления $Q_n=10,0$ МВт. Теплообменные аппараты потребителя работают без переохлаждения конденсата. Температура охлаждающей воды $t_b=160^\circ\text{C}$, $i_b=641,3$ кДж/кг. В охладителе испаряется 60 % подаваемой воды. Коэффициент полезного действия котла $\eta_{к.у}=0,90$, температура питательной воды $t_{п.в}=230^\circ\text{C}$ ($i_{п.в}=993,0$ кДж/кг).

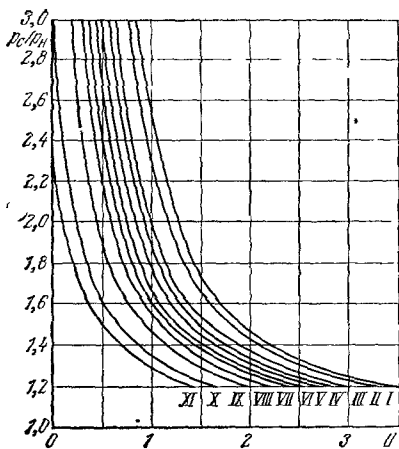


Рис. 3.13. Диаграмма ВТИ для определения коэффициента инжекции [30]:

$I - a = p_r/p_n = 75$, $II - a = 50$, $III - a = 25$, $IV - a = 20$, $V - a = 15$, $VI - a = 12$, $VII - a = 8$, $VIII - a = 6$, $IX - a = 4$, $X - a = 3,2$, $XI - a = 3,2$

Вычислить экономию топлива при замене редуцированного пара паром из отбурбины ПТ-60/75-130/13 $p_{отб} = 1,3$ МПа с повышением его давления до $p_2 = 2,5$ МПа в струйном компрессоре, при переходе к схеме 3.12,б.

Решение. Определить сначала расход пара на РОУ при отпуске теплоты по схеме а. Расход охлаждающей воды γ на 1 кг первичного пара для получения вторичного пара заданных параметров

$$\gamma = \frac{i_1 - i_2}{i'_2 - i_B + \varphi (i_2 - i'_2)} = \frac{3473 - 3126,6}{962,0 - 641,3 + 0,6 (3126,6 - 962,0)} = 0,223 \text{ кг/кг.}$$

Расход редуцированного пара

$$D_2^{\text{ред}} = \frac{Q_{\text{п}}}{i_2 - i'_2} = \frac{10,0 \cdot 10^3}{3126,6 - 962,0} = 4,619 \text{ кг/с.}$$

Полный расход охлаждающей воды

$$G_B = \frac{D_2^{\text{ред}} \gamma}{1 + \varphi \gamma} = \frac{4,619 \cdot 0,223}{1 + 0,6 \cdot 0,223} = 0,908 \text{ кг/с.}$$

Расход свежего пара из котла

$$D_1 = \frac{G_B}{\gamma} = \frac{0,908}{0,223} = 4,073 \text{ кг/с.}$$

Для вычисления расходов пара из котла при подаче потребителю необходимого количества теплоты с повышением давления отбурбины до 2,5 МПа при помощи компрессора определяем по диаграмме ВТИ (рис. 3.13) коэффициент инжекции для

$$\frac{p_c}{p_n} = \frac{p_2}{p_{отб}} = \frac{2,5}{1,3} = 1,923$$

и

$$\frac{p_r}{p_n} = \frac{p_1}{p_{отб}} = \frac{13,72}{1,3} = 10,55$$

и получаем $u = 0,70$.

Энтальпию пара при выходе из диффузора находим из теплового баланса компрессора для 1 кг рабочего пара:

$$i_1 + u i_{\text{отб}} = (1 + u) i_c, \quad (3.21)$$

откуда

$$i_c = \frac{i_1 + u i_{\text{отб}}}{1 + u} = \frac{3488,6 + 0,7 \cdot 2980,3}{1 + 0,7} = 3279,3 \text{ кДж/кг},$$

где $i_{\text{отб}} = 2980,3$ кДж/кг — энтальпия отборного пара турбины ПТ-60/75-130/13. Для производственного отбора коэффициент недовыработки $u = 0,5$.

Расход пара с давлением 2,5 МПа на тепловое потребление

$$D_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{п}}}{i_c - i'_2} = \frac{10,0 \cdot 10^3}{3279,3 - 962,0} = 4,315 \text{ кг/с}.$$

Расход свежего пара из котла на компрессор

$$D^{\text{к}}_{\text{св}} = \frac{D_{\text{см}}}{1 + u} = \frac{4,315}{1,7} = 2,538 \text{ кг/с}.$$

Расход пара из отбора турбины для сжатия в компрессоре

$$D_{\text{отб}} = u D^{\text{к}}_{\text{св}} = 0,7 \cdot 2,538 = 1,776 \text{ кг/с}.$$

При сохранении неизменной электрической мощности турбины и с учетом расхода пара на регенеративный подогрев $\left(\sum_1^7 \alpha_j y_j = 0,139 \right)$

соответствующее увеличение расхода пара на турбину составит.

$$D^{\text{т}}_{\text{св}} = \frac{y D_{\text{отб}}}{1 - \sum_1^7 \alpha_j y_j} = \frac{0,5 \cdot 1,776}{1 - 0,139} = 1,031 \text{ кг/с}.$$

Полный расход свежего пара из котла при отпуске пара с помощью компрессора

$$D_{\text{св}} = D^{\text{к}}_{\text{св}} + D^{\text{т}}_{\text{св}} = 2,538 + 1,031 = 3,569 \text{ кг/с}.$$

Уменьшение расхода пара из котла при замене РОУ струйным эмпрессором $D_{\text{эк}} = 4,073 - 3,569 = 0,504$ кг/с.

Соответствующая экономия условного топлива

$$B_{\text{эк}} = \frac{D_{\text{эк}} (i_1 - i_{\text{п.в}})}{Q_{\text{п}} \eta_{\text{к.у}}} = \frac{0,504 (3488,6 - 993)}{29300 \cdot 0,9} = 0,048 \text{ кг/с},$$

$$(173 \text{ кг/ч}).$$

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ТЭС

4.1. Установки для приготовления добавки питательной воды

Одноступенчатые испарительные установки

Приготовление добавки питательной воды на ТЭС путем химического обессоливания приводит к загрязнению водоемов (рек, озер) солевыми стоками из химводоочистки.

Одним из способов уменьшения этих стоков служит применение термического обессоливания, т. е. испарительных установок.

По правилам технической эксплуатации дистиллят испарителей, предназначенный для подпитки в тепловую схему блока с прямоточными котлами, должен дополнительно очищаться в установках для обессоливания конденсата. Это требование определяется тем, что существующие конструкции испарителей не обеспечивают должного качества воды для прямоточных котлов.

В ряде задач, рассмотренных в этом разделе, дистиллят по схеме испарительной установки не направляется на дополнительную очистку — эти задачи следует рассматривать как относящиеся к установкам, в которых требуемое качество дистиллята обеспечивается без его доочистки.

Стандартной схемой включения испарителей является схема без энергетических потерь, когда конденсация вторичного пара осуществляется в специальном конденсаторе испарителя (КИ), расположенном в пределах ступени подогрева, которая снабжается тем же паром из отбора турбины, как и испаритель [44]. В задачах рассмотрены и случаи отступления от стандартной схемы.

В установке по рис. 4.1 необходимые поверхности испарителя $F_{\text{и}}$ и конденсатора испарителя $F_{\text{к.и}}$ зависят от температуры конденсации вторичного пара $t'_{\text{и}}$, а именно: с повышением $t'_{\text{и}}$ увеличивается $F_{\text{и}}$ и уменьшается $F_{\text{к.и}}$. Это вытекает [6] из уравнений теплообмена

$$Q_{\text{и}} = k_{\text{и}} F_{\text{и}} \Delta t_{\text{ср.и}} = k_{\text{и}} F_{\text{и}} (t_{\text{и}} - t'_{\text{и}}) \xi = k_{\text{и}} F_{\text{и}} \Delta t_{\text{и}} \xi, \quad (4.1)$$

$$Q_{\text{к.и}} = k_{\text{к.и}} F_{\text{к.и}} \Delta t_{\text{ср.к.и}} = k_{\text{к.и}} F_{\text{к.и}} \frac{\Delta t_{\text{к.и}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{к.и}} + \vartheta_{\text{к.и}}}{\vartheta_{\text{к.и}}}}, \quad (4.2)$$

где ξ — коэффициент, учитывающий, что средняя разность температур в И по высоте греющей секции меньше разности температур насыщения пара $t_{\text{и}} - t'_{\text{и}} = \Delta t_{\text{и}}$, $\xi \approx 0,9$; $\Delta t_{\text{ср.к.и}}$ принимается как среднее логарифмическое значение; $\Delta t_{\text{к.и}}$, $\vartheta_{\text{к.и}}$ — нагрев воды в КИ и недогрев ее до температуры насыщения вторичного пара, определяют по давлению в корпусе КИ с учетом потери давления в паропроводе.

Обозначения температур приведены на рис. 4.2. Из (4.1) и (4.2) следует, что при достаточно близких значениях $Q_{\text{н}}$ и $Q_{\text{к.н}}$ поверхности $F_{\text{н}}$ и $F_{\text{к.н}}$ зависят только от температуры $t'_{\text{н}}$, причем с повышением $t'_{\text{н}}$ $F_{\text{н}}$ — увеличивается, а $F_{\text{к.н}}$ уменьшается.

Таким образом, выбор $t'_{\text{н}}$ или температурного напора в испарителе $\Delta t_{\text{н}}$ требует оптимизации.

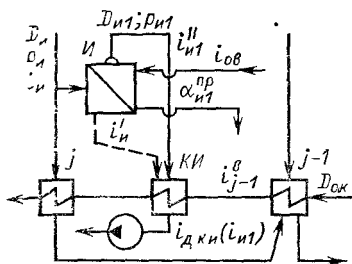


Рис. 4.1. Включение испарителя в схему регенеративного подогрева питательной воды:

И — испаритель; **КИ** — конденсатор испарителя; **j** и **j-1** — подогреватели низкого давления.

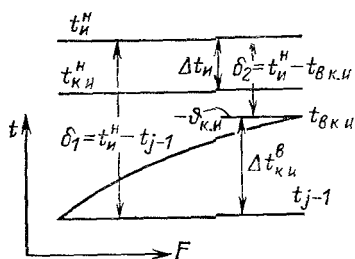


Рис. 4.2. Соотношение температур теплоносителей в И и КИ:

$t_{\text{н}}^{\text{н}}$ — температура насыщения первичного пара в И; $t_{\text{к.н}}^{\text{н}}$ — температура насыщения пара, поступающего в КИ; t_{j-1} — температура охлаждающей воды, поступающей в КИ; $t_{\text{в.к.н}}$ — температура воды в КИ; $t_{\text{к.н}}^{\text{в}}$ — недогрев воды; $\Delta t_{\text{к.н}}^{\text{в}}$ — подогрев воды в КИ.

Для простейшего случая, когда удельные стоимости поверхностей нагрева $F_{\text{н}}$ и $F_{\text{к.н}}$ можно принять одинаковыми, пример определения оптимальной $\Delta t_{\text{н}}$ приведен в решении задачи 4.1.

Многоступенчатые испарительные установки (МИУ)

На ТЭЦ встречаются двухступенчатые испарительные установки.

Достоинства двухступенчатых или, в общем случае, многоступенчатых испарительных установок в том, что они позволяют увеличить выход дистиллята на единицу расхода первичного (греющего) пара при ограниченном расходе охлаждающего конденсата.

В принципе возможно создание схемы МИУ замкнутого типа, когда теплота вторичного пара идет лишь на процессы испарения и на подогрев питательной воды для испарителей, как это изображено на рис. 4.3 применительно к схеме с параллельным подводом питательной воды. На ТЭЦ чаще встречаются схемы с последовательным питанием испарителей (рис. 4.4), позволяющие несколько уменьшить потери теплоты с продукцией испарителей, а также получить лучшее качество дистиллята [4].

Количество получаемого пара в корпусе испарителя j в долях от расхода пара на первый корпус определяется [52] по уравнениям:
для схемы с параллельным питанием

$$\alpha_{nj} = \frac{D_j}{D_0} = \frac{\alpha_{n, j-1} (i_{j-1} - i'_{д, j-1}) \gamma_n}{(i_j - i_{dj}) + (1 + \alpha_{прj}) (i_{прj} - i_{п, в})}; \quad (4.3)$$

для схемы с последовательным питанием

$$\alpha_{nj} = \frac{D_j}{D_0} = \frac{\alpha_{n, j-1} (i_{j-1} - i_{вj-1}) \gamma_n}{(i_j - i_{vj}) - (1 + \alpha'_{прj}) (i_{vj-1} - i_{vj})}. \quad (4.4)$$

Обозначения энтальпий приведены на рис. 4.3, 4.4.

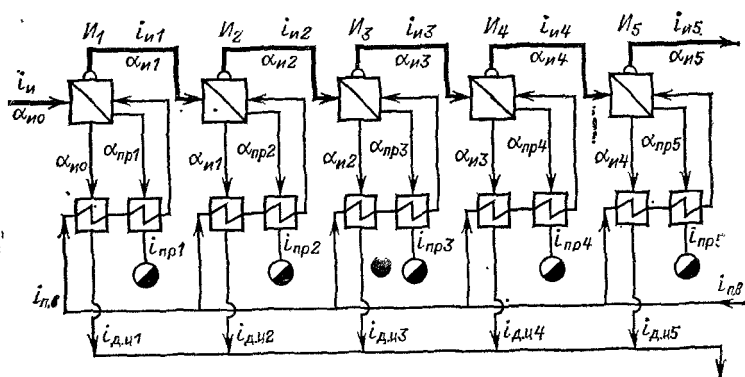


Рис. 4.3. Схема многоступенчатой испарительной установки с параллельным питанием ступеней водой

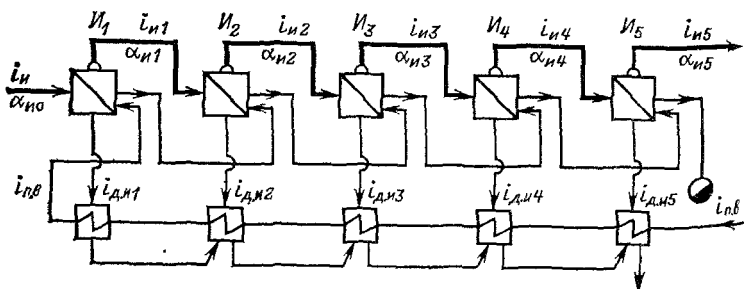


Рис. 4.4. Схема многоступенчатой испарительной установки с последовательным питанием ступеней водой

Доля продувки при последовательной схеме определяется по производительности последней (n -й) ступени и определяется так:

$$\alpha' = \alpha D_{полн} / D_n, \quad (4.5)$$

где $D_{\text{полн}}$ — заданная полная производительность; α — доля продувки, принимаемая при параллельной схеме; D_n — производительность последней (n -й) ступени.

Испарители мгновенного вскипания (ИМВ)

На рис. 4.5 приведена схема многоступенчатой установки ИМВ для получения пресной воды. Расчет каждой ступени испарителя и конденсатора испарителя можно упростить, если принять одинаковое снижение энтальпии воды в каждом испарителе; тепловая нагрузка всех конденсаторов испарителей при этом будет одинаковой. Покажем это на примере двух первых ступеней.

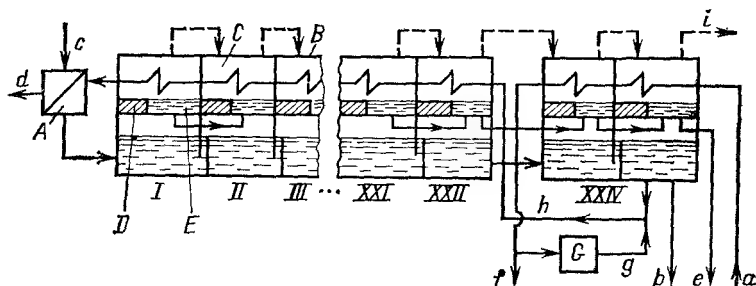


Рис. 4.5. Пример многоступенчатой установки мгновенного вскипания:

A — конечный подогреватель; *B* — труба; *C* — камера расширения, *D* — сепаратор; *E* — сборник дистиллята; *G* — подготовка и дегазация сырой морской воды; *a* — подвод морской воды; *b* — продувка; *c* — греющий пар; *d* — конденсат греющего пара; *e* — отвод дистиллята; *f* — слив морской воды; *g* — приготовленная морская вода; *h* — циркулирующий поток; *l* — некоонденсируемые газы

Количество пара, получаемое в первой ступени,

$$D_1 = G_B \frac{\Delta i_{B1}}{r_1}; \quad Q_{K.H} = D_1 r_1 = G_B \Delta i_{B1}, \quad (4.6)$$

где $Q_{\kappa,и}$ — теплота, подведенная в конденсаторе испарителя.

Количество пара, получаемое во второй ступени

$$D_2 = (G_B - D_1) \frac{\Delta i_{B2}}{r_2} \text{ и } Q_{K, H2} = D_2 r_2 + D_1 \Delta i_{B1} = G_B \Delta i_{B2}. \quad (4.7)$$

Количество пара, получаемое в ступени j ,

$$D_j = \frac{Q_{\text{к.н}}}{r_j} \left(1 - \frac{\Delta i}{r_{\text{ср}}} \right)^{j-1}. \quad (4.8)$$

Зная количество воды G_v и заданную величину Δi_v , можно последовательно рассчитать D_1 , D_2 и т. д. и при известном значении $Q_{н.п}$ определить величину поверхности КИ, которая окажется практически одинаковой для всех КИ.

При установке ИМВ для восполнения потерь конденсата и включении ее по схеме без энергетических потерь число ступеней ограничивается до 4—5 при разности температур $(5 \div 6)^\circ\text{C}$.

Задача 4.1. Определить оптимальный температурный напор в испарителе, включенном по схеме рис. 4.1, для следующих исходных данных: $p_n = 0,24$ МПа; $t_{n,n} = 126,1^\circ\text{C}$; $k_{n,n}/k_n = 0,4$; $t_{j-1} = 90^\circ\text{C}$; $D_{n1} = 2,8$ кг/с; $D_{ок} = 195,5$ кг/с; температура химически очищенной воды, поступающей в испаритель, $t_{x,0} = 101,6^\circ\text{C}$; энтальпия этой воды $i_{x,0} = 426$ кДж/кг. Влияние продувки учесть долей $\alpha^{пр}$ от D_{n1} . Приведенные стоимости поверхностей нагрева $И$ и $КИ$ принять одинаковыми, т. е. $b_n = b_{к.н}$.

Решение. Пользуясь (4.1) и (4.2), напишем выражение суммы затрат на поверхности нагрева испарителя $И$ и конденсатора испарителя $КИ$

$$\Sigma K = b_n F_n + b_{к.н} F_{к.н} = \frac{b_n Q_n}{k_n \Delta t_{n\xi}} + \frac{b_{к.н} Q_n}{(1 + \omega) k_{к.н} \Delta t_{ср. к.н}}, \quad (4.9)$$

$$(1 + \omega) = \frac{Q_n}{Q_{к.н}} - \text{будем принимать независимой от } \Delta t_n.$$

На основании рис. 4.2 $\Delta t_{ср. к.н}$ выразим в функции Δt_n :

$$\Delta t_{ср. к.н} = \frac{\Delta t_{к.н}}{\ln \frac{\Delta t_{к.н} + \delta_{к.н}}{\delta_{к.н}}} = \frac{\Delta t_{к.н}}{\ln \frac{\delta_1 - \Delta t_n}{\delta_2 - \Delta t_n}}, \quad (4.10)$$

где $\delta_1 = t_{n,n} - t_{j-1}$; $\delta_2 = t_{n,n} - t_{к.н}$.

Подставляя $\Delta t_{ср}$ по (4.10) в (4.9), находим производную ΣK по Δt_n и, приравнявая ее к нулю, получаем:

$$a \Delta t_n^2 = (\delta_1 - \Delta t_n) (\delta_2 - \Delta t_n), \quad (4.11)$$

где для краткости записи обозначено:

$$a = \frac{b_{к.н} k_n \xi}{b_n k_{к.н} (1 + \omega)}; \quad (4.12)$$

при $a = 1$ из (4.12) следует:

$$\Delta t_n^{опт} = \frac{\delta_1 \delta_2}{\delta_1 + \delta_2}. \quad (4.13)$$

В общем случае будем иметь:

$$\Delta t_n = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2(1-a)} \pm \sqrt{\left[\frac{\delta_1 + \delta_2}{2(1-a)} \right]^2 - \frac{\delta_1 \delta_2}{1-a}}. \quad (4.14)$$

Значение k_n обычно меньше, чем $k_{к.н}$ и, следовательно, $a < 1$.

Приводим расчет по заданным параметрам. Примем теплоту конденсации вторичного пара $i''_{н1} - i_{д.к.н} = 2237,25$ кДж/кг как среднее значение в интервале возможных давлений от 0,10 до 0,17 МПа, т. е.

$$r_{ср. к.н} = \frac{2258,2 + 2216,3}{2} = 2237,25 \text{ кДж/кг.}$$

Находим повышение энтальпии воды в конденсаторе испарителя по (4.7):

$$c_p \Delta t_{к.н} = \frac{D_{н1} (i''_{н1} - i_{д.к.н})}{D_{о.к}} = \frac{2,8 \cdot 2237,25}{195,5} = 32 \text{ кДж/кг.}$$

Повышение температуры основного конденсата турбины составит:

$$\Delta t_{к.н} = \frac{32}{4,186} \approx 7,65^\circ\text{C},$$

тогда $t_{к.н} = 90 + 7,65 = 97,65^\circ\text{C}$;

$$\delta_1 = t''_{н1} - t_{j-1} = 126,1 - 90 = 36,1^\circ\text{C};$$

$$\delta_2 = 126,1 - 97,6 = 28,5^\circ\text{C};$$

$$\delta_1 + \delta_2 = 64,6^\circ\text{C}.$$

Принимаем отношение $k_{к.н}/k_n = 0,4$; $\omega = 0,04$; $\xi = 0,85$; $b_n/b_{к.н} = 1$ и по (4.12) находим:

$$a = \frac{0,4 \cdot 0,85}{1,04} = 0,327; \quad 1 - a = 0,673.$$

Подставляя эти данные в (4.14), будем иметь:

$$\Delta t_n = \frac{64,6}{0,673 \cdot 2} \pm \sqrt{47,9^2 - \frac{36,1 \cdot 28,5}{0,673}} = 47,9 - 27,6 = 20,3^\circ\text{C}.$$

Температура вторичного пара составит:

$$t''_{н1} = 126,1 - 20,3 = 105,8^\circ\text{C}.$$

Давление пара по [9] будет $p_{н1} = 0,124$ МПа. Давление пара в конденсаторе испарителя КИ с учетом потери давления в трубопроводе 10 % — $p_{к.н} = 0,111$ МПа.

Температура конденсации по таблицам [9] $t''_{к.н} = 102,3^\circ\text{C}$. Недогрев воды составит:

$$\theta_{к.н} = 102,3 - 97,6 = 4,7^\circ\text{C}.$$

Получено вполне допустимое значение.

Задача 4.2. Для тех же исходных данных, как в задаче 4.1, и при найденных в этой задаче параметрах схемы определить поверхности испарителя и конденсатора испарителя. Принять: $\Delta t_n = 20,3^\circ\text{C}$; $k_{к.н} = 3500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} = 3,5 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$; $k_n = 0,4$; $k_{к.н} = 0,4 \cdot 3500 = 1400 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} = 1,4 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Рассчитать расход греющего пара на испаритель D_n и определить подогрев воды в конденсаторе испарителя.

Решение. Определим среднюю логарифмическую разность температур в конденсаторе испарителя:

$$\Delta t_{ср. к.н} = \frac{7,6}{2,3 \lg \frac{7,6 + 4,7}{4,7}} = \frac{7,6}{2,3 \cdot 0,417} = 7,92^\circ\text{C}.$$

Поверхность нагрева конденсатора испарителя

$$F_{\text{к.и}} = \frac{195,5 \cdot 32,0}{k_{\text{к.и}} \cdot 7,92}.$$

Коэффициент теплопередачи оцениваем по данным для ПНД:

$$k_{\text{к.и}} \approx 3500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) = 3,5 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$F_{\text{к.и}} = \frac{195,5 \cdot 32,0}{3,5 \cdot 7,92} = 225,6 \text{ м}^2.$$

Средняя разность температур в испарителе

$$\Delta t_{\text{ср.и}} = 0,85 \cdot 20,3 = 17,2^\circ \text{С}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k_{\text{и}} = 0,4 k_{\text{к.и}} = 1,4 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$F_{\text{и}} = \frac{195,5 \cdot 32,0 \cdot 1,04}{1,4 \cdot 17,2} = 270 \text{ м}^2.$$

Определим расход первичного пара на испарительную установку и проверим температуру основного конденсата после конденсатора испарителя.

Составим уравнения теплового баланса для испарителя и конденсатора испарителя:

$$D_{\text{и}} (i_{\text{и}} - i'_{\text{и}}) \eta_{\text{и}} = D_{\text{и1}} [i''_{\text{и1}} - i_{\text{х.о}} + \alpha_{\text{и1}}^{\text{нр}} (i'_{\text{и1}} - i_{\text{х.о}})]; \quad (4.15)$$

$$D_{\text{и}} (i'_{\text{и}} - i_{\text{д. к.и}}) \eta_{\text{к.и}} + D_{\text{и1}} (i''_{\text{и1}} - i_{\text{д. к.и}}) \eta_{\text{к.и}} = D_{\text{о.к}} (i_{\text{к.и}} - i_{\text{в. к.и}}); \quad (4.15')$$

$$D_{\text{и}} = \frac{2,8 \cdot [2685,2 - 426 + 0,02 \cdot (443,3 - 426)]}{(2715,3 - 529,6) \cdot 0,98} =$$

$$= \frac{6326,7}{2141,9} = 2,95 \text{ кг/с};$$

$$i_{\text{в. к.и}} = \frac{2,95}{195,5} (529,6 - 428,84) \cdot 0,98 +$$

$$+ \frac{2,8}{195,5} (2685,2 - 428,84) \cdot 0,98 + 376,81 = 409,93 \text{ кДж/кг},$$

$$t_{\text{в. к.и}} = 97,8^\circ \text{С}.$$

Подогрев воды (основного конденсата) в конденсаторе испарителя $\Delta t_{\text{в. к.и}} = 7,8^\circ \text{С}.$

Задача 4.3. Определить расход первичного пара в одноступенчатой испарительной установке для получения 2,5 кг/с дистиллята и потерь теплоты с продувкой. Параметры первичного пара: $p_{\text{и}} = 0,27 \text{ МПа}$; $i_{\text{и}} = 2800 \text{ кДж/кг}$; $i'_{\text{и}} = 546,3 \text{ кДж/кг}$; $t''_{\text{и}} = 130^\circ \text{С}$. Вторичный пар имеет параметры: $p_{\text{и1}} = 0,169 \text{ МПа}$; $i''_{\text{и1}} = 2699,3 \text{ кДж/кг}$; $i'_{\text{и1}} = 482,5 \text{ кДж/кг}$; $t''_{\text{и1}} = 115^\circ \text{С}$. Перепад между температурами первичного и вторичного

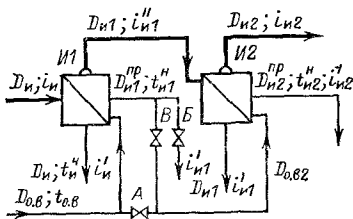
пара $t_{\text{н}}^{\text{н}} - t_{\text{н}}^{\text{п}} = 130 - 115 = 15^{\circ}\text{C}$. Температура питательной воды $t_{\text{х.о}} = 104^{\circ}\text{C}$; $i_{\text{х.о}} = 435,4$ кДж/кг. Продувка $\alpha^{\text{пр}}_{\text{п}} = 2\%$; $\eta_{\text{п}} = 0,98$.

О т в е т. $D_{\text{п}} = 2,562$ кг/с; $Q^{\text{пр}}_{\text{п}} = 2,355$ кВт.

Задача 4.4. Определить расход первичного пара для двухступенчатой испарительной установки производительностью 8,3 кг/с; давление первичного (греющего) пара 0,33 МПа (пар насыщенный); давление вторичного пара второй ступени 0,12 МПа; температура питательной воды 102°C ; продувка 2 %, при последовательном питании — 4 %.

Расчеты выполнить для схем параллельного и последовательного питания воды (рис. 4.6).

Рис. 4.6. Схема двухступенчатой испарительной установки с параллельным (задвижки А и В открыты, задвижка В закрыта) и последовательным (задвижки А и В закрыты, задвижка В открыта) питанием водой



О т в е т. При последовательном питании $D_{\text{п}} = 4,587$ кг/с; при параллельном питании $D_{\text{п}} = 4,657$ кг/с.

Задача 4.5. Определить расход первичного пара с параметрами $p_{\text{п}} = 0,35$ МПа; $i_{\text{п}} = 2800,0$ кДж/кг; $i'_{\text{п}} = 584,3$ кДж/кг; $t_{\text{п}}^{\text{н}} = 138,9^{\circ}\text{C}$ для получения $D_{\text{доб}} = 2,5$ кг/с полезного дистиллята в двухступенчатой испарительной установке с параллельным и последовательным питанием водой (схемы установок показаны на рис. 4.6). Давление пара, получаемого во второй ступени, $p_{\text{п}2} = 0,12$ МПа; его энтальпия $i'_{\text{п}2} = 2683,8$ кДж/кг, $i'_{\text{п}2} = 439,36$ кДж/кг; $t_{\text{п}2}^{\text{н}} = 104,8^{\circ}\text{C}$. Продувка обеих ступеней при параллельном питании $\alpha^{\text{пр}}_{\text{п}} = 0,02$ производительности ступеней; продувка второй ступени при последовательном питании $\alpha^{\text{пр}2}_{\text{п}} = \alpha^{\text{пр}1}_{\text{п}} = 0,04$ ее производительности. Определить также потери теплоты с продувочной водой при обеих схемах питания. Энтальпия питательной воды $i_{\text{х.о}} = 334,92$ кДж/кг; $t_{\text{х.о}} = 80^{\circ}\text{C}$. Потери теплоты в окружающую среду принять равными 2 % от теплоты, подводимой паром.

О т в е т. При параллельном питании $D_{\text{п}} = 1,42$ кг/с; $Q^{\text{пр}}_{\text{п}} = 7,091$ кВт; при последовательном $D_{\text{п}} = 1,476$ кг/с; $Q^{\text{пр}}_{\text{п}} = 5,117$ кВт.

Задача 4.6. Определить расход первичного пара в одноступенчатой испарительной установке для получения 1 кг/с дистиллята (3,6 т/ч). Давление вторичного пара 0,204 МПа; продувка 10 %; температура питательной воды 15°C ; вода перед испарителем подогревается в утилизаторе теплоты продувки, затем в деаэраторе, работающем на вторичном паре. Потери в окружающую среду поверхностью испарителя 2 %.

О т в е т. $D_{\text{п}} = 1,26$ кг/с.

Задача 4.7. В двухступенчатой испарительной установке при параллельном питании водой производится 2 кг/с дистиллята. Рассчитать расход первичного пара, если $p_{\text{н}}=0,343$ МПа, пар насыщенный. Давление пара, полученного во второй ступени, $p_{\text{н}2}=0,176$ МПа; продувка 2 %; $\eta_{\text{н}}=0,98$; температура питательной воды 80°C .

Ответ. $D_{\text{н}}=18$ кг/с.

Задача 4.8. В схеме турбоустановки ПТ-60-130/13 установлен паропреобразователь для приготовления и отпуска потребителям насыщенного пара при давлении 0,784 МПа. Первичный пар отводится из регулируемого отбора турбины при давлении 1,27 МПа в количестве 38,9 кг/с с энтальпией 3035,5 кДж/кг.

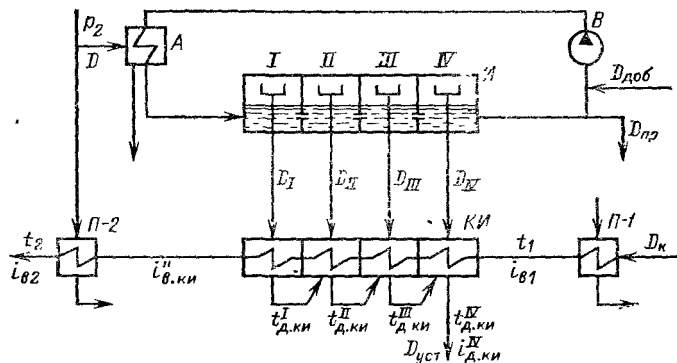


Рис. 4.7. Расчетная схема испарительной установки мгновенного вскипания, включенной в систему подогрева основного конденсата паротурбинной установки:

A — конечный подогреватель; B — циркуляционный насос установки; I — испаритель; $КИ$ — конденсаторы испарителя; $П-1$ и $П-2$ — подогреватели низкого давления турбинной установки

Определить, сколько можно выдать потребителям вторичного пара

Принять энтальпию питательной воды после деаэратора, снабжаемого вторичным паром $i_{\text{н.в}}=420,0$ кДж/кг; то же перед охладителями продувки и дренажа $i_{\text{х.о}}=210$ кДж/кг; энтальпию вторичного пара $i''_{\text{вт}}=2770,2$ кДж/кг; энтальпию дренажа за теплообменником для подогрева питательной воды $i''_{\text{д.л}}=335,0$ кДж/кг; энтальпию продувочной воды (концентрата) испарителя за подогревателем питательной воды $i_{\text{пр.л}}=290$ кДж/кг. Продувка 5%; потери теплоты на рассеяние 1%.

Ответ. $D_2=40,55$ кг/с.

Задача 4.9. Провести тепловой расчет четырехступенчатой испарительной установки мгновенного вскипания, включенной в систему регенеративного подогрева воды турбоагрегата между подогревателями $П-2$ и $П-1$ по схеме без снижения тепловой экономичности. Давление пара в отборе на подогреватель $П-2$ $p_2=0,0835$ МПа; температура пара

113°C; энтальпия 2704,6 кДж/кг. Расход воды в линии основного конденсата турбины $D_k=296,4$ кг/с; температура конденсата за П-1 $t_1=50^\circ\text{C}$; энтальпия $i_{в1}=209,7$ кДж/кг. Энтальпия конденсата за подогревателем П-2 $i_{в2}=365,7$ кДж/кг, $t_2=87,3^\circ\text{C}$. Производительность установки $D_{уст}=13,2$ кг/с. Расчетная схема приведена на рис. 4.7. Тема задачи по [48].

Решение. Принимаем разность температур на холодном конце группы $\vartheta_{д.к.и}=10^\circ\text{C}$. Следовательно, $t_{д.к.и}=60^\circ\text{C}$, $i_{д.к.и}=251,1$ кДж/кг.

Определим энтальпию конденсата за всеми конденсаторами испарителей $i_{в.к.и}$ из равенства

$$D_k(i_{в.к.и}-i_{в1})=D_{уст}(i_{и.ср}-i_{д.к.и}).$$

Для оценки средней энтальпии пара из камер испарителей принимаем среднюю температуру в камерах как полусумму температур воды за подогревателями П-2 и П-1:

$$t_{ср} = \frac{87,3 + 50}{2} = 68,65^\circ\text{C}.$$

получим по [9] $i_{и.ср}=2623,3$ кДж/кг. Найдем:

$$\begin{aligned} i''_{в.к.и} &= 209,7 + 13,2(2623,3 - 251,1) \frac{1}{296,4} = \\ &= 209,7 + 105,6 = 315,3 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Приращение энтальпии в каждом отсеке конденсатора испарителя

$$\Delta i = \frac{105,6}{4} = 26,4 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота, подведенная в конденсаторе испарителя,

$$Q_{к.и}=D_k\Delta i=296,4\cdot 26,4=7825 \text{ кДж/с.}$$

Принимая такое же изменение энтальпии воды в камерах испарителя, находим энтальпии рабочей воды и соответствующие им значения теплоты испарения. Эти данные сводим в табл. 4.1, в которой приведен результат расчета количества пара, получаемого в каждой ступени испарителя по (4.8), а также по балансу теплоты в камере.

$$D_j = \left(D_k - \sum_0^{j-1} D_i \right) \frac{\Delta i}{r_j}.$$

Количество рабочей воды, входящей в первую камеру

$$D_{в.раб} = \frac{D_1 r_1}{\Delta i} = \frac{3,385 \cdot 2311,7}{26,4} = 296,4 \text{ кг/с.}$$

Энтальпия воды перед испарителем

$$330,3 + 26,4 = 356,7 \text{ кДж/кг.}$$

Таблица 4.1. Решение задачи 4.9

Наименование	Камера испарителя			
	I	II	III	IV
Энтальпия воды на выходе, кДж/кг	330,3	303,9	277,5	251,1
Теплота испарения r_j , кДж/кг	2311,7	2327,3	2342,9	2358,4
Получено пара D_j по (4.8), кг/с	3,385	3,325	3,267	3,237
То же по балансу	3,385	3,324	3,264	3,234

Продувка испарителя

$$D_{\text{пр}} = D_{\text{ст}} \cdot 0,05 = 13,2 \cdot 0,05 = 0,66 \text{ кг/с.}$$

Добавка рабочей воды

$$D_{\text{доб}} = D_{\text{уст}} + D_{\text{пр}} = 13,86 \text{ кг/с.}$$

Энтальпия добавки $i_{\text{в,доб}} = 120 \text{ кДж/кг.}$

Расход пара на подогрев воды

$$D = \frac{(296,4 - 13,86) 105,6 + 13,86 \cdot (356,7 - 120)}{(2704,6 - 386,8) 0,98} = 14,58 \text{ кг/с.}$$

4.2. Питательные насосы

Задача 4.10. Определить необходимую высоту подпора воды во всасывающем трубопроводе перед питательным насосом турбоустановки К-300-240. Принять, что в деаэраторе давление поддерживается не более 0,686 МПа. Потеря давления воды во всасывающем трубопроводе 0,1 МПа (рис. 4.8).

Решение. Высота уровня воды в деаэраторном баке над осью насоса рассчитывается [52] по выражению, м,

$$H_{\text{в}} = (p_{\text{с}} + \Delta p - p_{\text{д}} + p_{\text{см}}) \frac{10^6}{\rho g}, \quad (4.)$$

где $p_{\text{с}}$ — давление насыщения при данной температуре воды, МПа; Δp — добавочное давление, необходимое для предотвращения кавитации, МПа; $p_{\text{д}}$ — давление пара в деаэраторе, МПа; $p_{\text{см}}$ — добавочное давление, необходимое для преодоления сопротивлений трубопровода, МПа; ρ — плотность воды, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

Пренебрегаем изменением температуры воды во всасывающем трубопроводе и принимаем $p_{\text{с}} = p_{\text{д}}$. Принимаем $\Delta p = 0,10 \text{ МПа}$, что обеспечивает кавитационный запас 6°С. По [52] находим $\rho = 909 \text{ кг/м}^3$, $p_{\text{см}} = 0,01$ по условию.

Подставляя известные данные в (4.16), получим:

$$H_B = \frac{(0,10 + 0,01) \cdot 10^6}{909 \cdot 9,81} = 12,3 \text{ м.}$$

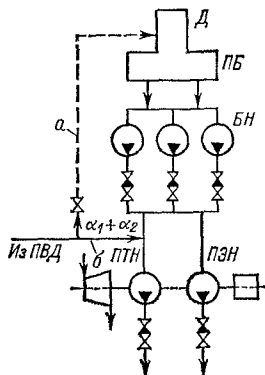
Таким образом, принятое в типовых компоновках размещение деаэраторов и питательных насосов при $H_B \approx 20$ м обеспечивает повышенную величину Δp , найдем ее.

Пользуясь (4.16) и принимая $p_s = p_d$

$$\Delta p = H_B \rho g \cdot 10^{-6} - p_{см} = 20,909 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} - 0,01 = 0,168 \text{ МПа.}$$

Кавитационный запас по температуре перед бустерным насосом составляет примерно $19,5^\circ\text{C}$ вместо минимально допустимого 5°C [52].

Рис. 4.8. Схема питательной установки турбины К-300-240: Д — деаэратор; ПБ — питательный бак; БН — бустерные насосы; ПТН — питательный насос с турбоприводом; ПЭН — питательный пускорезервный насос с электроприводом; а — заводская схема, б — рекомендуемая схема подвода дренажа из ПВД



Задача 4.11. Определить кавитационный запас перед питательным насосом в турбоустановке К-300-240, рассмотренной в задаче 4.10. Установлены бустерные насосы 12 ПД-8. Характеристика насоса изображена на рис. 4.9, схема подвода дренажа на рис. 4.8.

Решение. При работе двух бустерных насосов с нагрузкой каждого $\sim 125 \text{ м}^3/\text{с}$ давление воды за насосом 1,7 МПа, температура $\sim 164,2^\circ\text{C}$. Температура насыщения при $p = 0,7 \text{ МПа}$ $t^* = 204,2^\circ\text{C}$. Кавитационный запас перед питательным насосом $40,1^\circ\text{C}$.

Задача 4.12. Имея в виду, что кавитационный запас перед питательным насосом блока К-300-240 достаточно большой, на Костромской ГРЭС осуществлена подача во всасывающий трубопровод питательной воды дренажа из ПВД № 1 и 2 перед питательным насосом между бустерным и питательным насосами (рис. 4.8) [50].

По расчету схемы турбоустановки К-300-240 в задачах 1.27, 1.28, 1.29 количество дренажа $\alpha_1 + \alpha_2 = 0,1686$, его температура 203°C , эн-

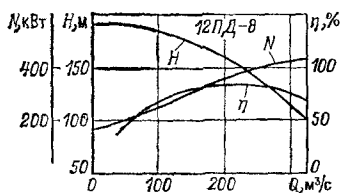


Рис. 4.9. Характеристика насоса 12 ПД-8

талияния 865 кДж/кг, количество питательной воды $1,02D_0$; $D_0 = 244,92$ кг/с; $G_{п.в} = 249,8$ кг/с.

О п р е д е л и т ь. 1. Температуру воды перед питательным насосом и кавитационный запас при вводе дренажа из ПВД № 1, 2;

2. Эффект в виде приращения мощности блока при $Q_0 = \text{const}$ от выполненного мероприятия в сравнении с заводской схемой сброса дренажа в деаэратор. При этом учесть также, что уменьшение подачи воды через бустерный насос позволяет один из бустерных насосов отключать.

Р е ш е н и е. 1. Используя данные из решения задач 1.27, 1.28, 1.29, находим энтальпию смеси перед питательным насосом с учетом также приращения энтальпии воды в бустерном насосе

$$i'_{п.н} = (1,02 - \alpha_1 - \alpha_2) (i_{в.д} + \delta h_{б.н}) + \sum_1^2 \alpha i_{д2} = \\ = (1,02 - 0,1686) \cdot (692 + 2,9) + 0,1686 \cdot 865 = 773,44 \text{ кДж/кг.}$$

Температура воды при $p_v = 1,7$ МПа $t'_{п.в} = 182,3^\circ\text{C}$.

Кавитационный запас составляет:

$$\Delta t_{к.в} = t_{204} - t'_{п.в} = 204,2 - 182,3 = 21,9^\circ\text{C}.$$

2. Эффект от усовершенствования структурного характера, когда изменяются значения коэффициентов e , а также и некоторые расходы (потоки), например дренажа, как в рассматриваемом случае, можно определить, исходя из следующих соображений.

Сокращение слива дренажа в исходной схеме от ПВД № 3 приводит к изменению теплоты в ПВД № 6 и в деаэраторе: в деаэратор будет подведено меньше теплоты на

$$Q = (D'_7 + D'_8) (i_{д6} - i_{в.д}).$$

На такое же количество изменится и баланс теплоты в ПВД № 3.

Эффект определяется, следовательно, приращением мощности на

$$\Delta N = (e_6 - e_5) (D'_7 + D'_8) (i_{д6} - i_{в.д}),$$

где D'_8 , D'_7 — расходы пара в измененной схеме, соответствуют расходам D_1 и D_2 , полученным при расчете схемы, когда нумерация подогревателей была не по ходу воды.

Подставляя известные данные из решения задач 1.27—1.29 и значения e , полученные в решении задачи 2.18, находим:

$$\Delta N' = (0,33692 - 0,30667) \cdot 41,29 \cdot (775 - 692) \approx 104 \text{ кВт.}$$

Важно отметить, что уменьшение подачи бустерного насоса на 41,29 кг/с позволяет работать на одном бустерном насосе. Уменьшение затрачиваемой мощности получается (по характеристике, рис. 4.9) равным

$$\Delta N'' = 2 \cdot 280 - 360 = 200 \text{ кВт.}$$

Суммарное приращение мощности при номинальной нагрузке составляет $\Delta N' + \Delta N'' = 200 + 104 = 304$ кВт.

При пониженных нагрузках эффекта от отключения бустерного насоса не будет, так как и при обычной схеме он отключается. Эффект от уменьшения перетока теплоты в деаэратор снижается примерно пропорционально мощности. Годовой эффект, отнесенный на один блок, можно оценить по числу часов работы при полной нагрузке около 4000 ч, что составит $\Delta \mathcal{E} = 1\,216\,000$ (кВт·ч)/год.

4.3. Щелевые уплотнения

На всех энергоблоках с параметрами 23,5 МПа, а на некоторых и при более низких параметрах, питательные насосы оборудованы щелевыми уплотнениями с подачей к ним конденсата по заводской схеме, представленной на рис. 4.10 для турбоустановки К-300-240. Конденсат к уплотнению поступает, как правило, холодным, и часть его из уплотнения вместе с протечкой из насоса направляется в деаэратор по линии *а* (рис. 4.10). Иногда этот поток направляется во всас бустерного насоса (линия *б*), в обоих случаях подведенный конденсат не нагревается в подогревателях низкого давления, что снижает экономичность установки.

Другая часть запирающего конденсата из щелевых уплотнений, нагретого в уплотнении за счет теплоты трения и охлаждения вала насоса, возвращается обычно в конденсатор непосредственно или предварительно сливается в бак низких точек (БНТ), а из бака в конденсатор. Этот поток совершает перенос теплоты от питательного насоса к циркуляционной воде, т. е. в окружающую среду. Потери мощности от

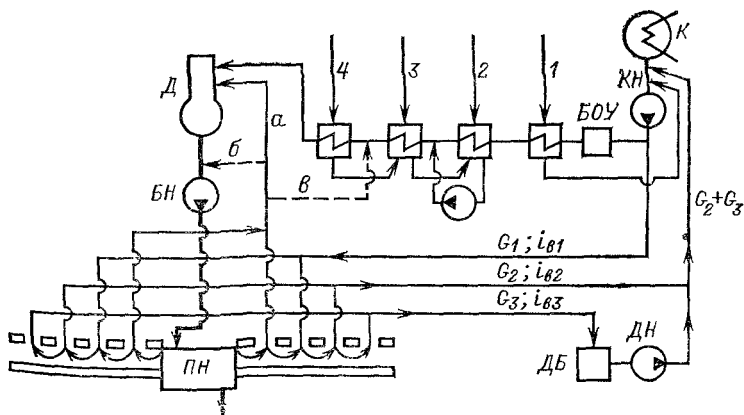


Рис. 4.10. Схема щелевых уплотнений питательного насоса:

К — конденсатор турбины; КН — конденсатный насос; БОУ — блочная обессоливающая установка; 1, 2, 3, 4, — ПНД турбины; Д — деаэратор; БН — бустерный насос; ПН — питательный насос; ДБ — дренажный бак; ДН — дренажный насос; а, б, в — варианты отвода воды из уплотнений ПН

осуствления схемы уплотняющего конденсата выразим аналитически.

Влияние потока уплотняющего конденсата, который вместе с протечкой из питательного насоса направляется в деаэратор, определим по выражению вида (2.16)

$$-\Delta N' = (G_1 - G_2 - G_3) \sum_{r=j}^{c-1} (e_c - e_r) \Delta i_{br},$$

или, выделяя нагрев воды в сальниковом подогревателе,

$$\Delta N' = (G_1 - G_2 - G_3) \left[e_c (i_{bc-1} - i_{bj}) - \sum_1^{c-1} e \Delta i_b + e_1 \delta i_{c.n} \right], \quad (4.17)$$

где $\delta i_{c.n}$ — нагрев конденсата в сальниковом и эжекторном подогревателях перед точкой отвода воды на уплотнения.

При отводе потока воды из питательного насоса во всас бустерного насоса формула (4.17) изменится лишь в случае, когда деаэратор не предвключен. Для этого случая получим:

$$\Delta N^I = (G_1 - G_2 - G_3) \sum_{r=j}^c (e_{c+1} - e_r) \Delta i_b. \quad (4.18)$$

Потери мощности по (4.18) будут несколько больше, чем по (4.17). Кроме того, возврат воды перед бустерным насосом приводит к обогащению питательной воды коррозионно-активными газами.

За счет переноса теплоты трения от конца вала получим потери:

$$\Delta N^{II} = (G_2 + G_3) (i_{в2} - i_{вj}) (1 - e_z). \quad (4.19)$$

В (4.19) коэффициент e_z относится к той ступени подогрева, к которой подводится поток $G_2 + G_3$. Для конденсатора $e_z = 0$.

Некоторые потери вызываются также тем, что перед отводом на уплотнение вода предварительно нагревалась в пределах первой ступени регенеративного подогрева:

$$\Delta N^{III} = (G_2 + G_3) \delta i_b (e_1 - e_z). \quad (4.20)$$

Наконец, необходимо учесть, что поток $G_2 + G_3$ создает постоянную циркуляцию между конденсатором и насосом, на что расходуется энергия

$$\Delta N^{IV} = (G_2 + G_3) (p_n - p_b) v \varphi \frac{10^3}{\eta_n}. \quad (4.21)$$

В приведенных выражениях обозначены: i_b — энтальпия воды, кДж/кг; G — расходы воды, кг/с; φ — коэффициент, учитывающий характеристику насоса, $\varphi \approx 0,7$; p_n, p_b — давление воды за конденсатным насосом и перед ним, МПа; v — удельный объем воды, м³/кг; η_n — гидравлический КПД конденсатного насоса, $\eta_n = 0,85$.

Перечисленные потери не включают влияния протечек воды через гидروطу насоса, поскольку считается, что эти протечки не зависят от количества подведенного на уплотнение конденсата.

Задача 4.13. На рис. 4.11 приведена схема с указанием расходов и энтальпий конденсата, поступающего к уплотнениям и от них применительно к турбоустановке К-300-240. На схеме приведены по [40] также и значения e . Рассчитать влияние схемы уплотнений для случая направления смеси протечек и уплотняющего конденсата в деаэратор (рис. 4.11).

Решение. Пользуясь выражением (4.17) и подставляя в него данные, приведенные на рис. 4.11, получим:

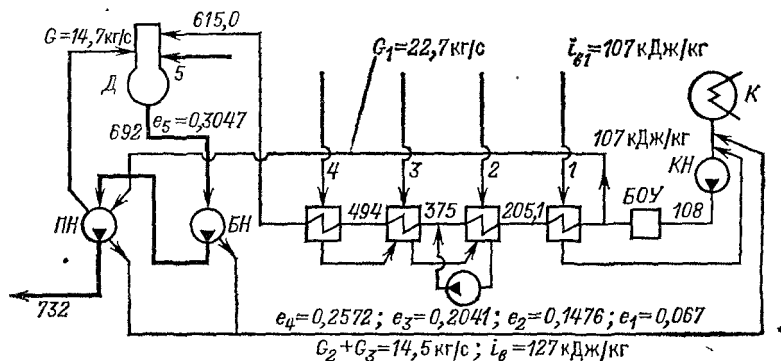


Рис. 4.11. К задаче 4.13

влияние недоиспользования регенеративного подогрева:

$$\Delta N^I = (22,2 - 14,5) \left[e_5 (615 - 117) + e_1 (117 - 108) - \sum_1^4 e \Delta i_B \right] =$$

$$= 7,7 [0,3047 \cdot 498 + 0,0670 \cdot 9 - 86,8] = 509 \text{ кВт};$$

влияние переноса теплоты трения по (4.19)

$$\Delta N^{II} = 14,5 \cdot (127 - 117) \cdot (1 - 0) = 145,0 \text{ кВт};$$

влияние переноса теплоты от первой ступени подогрева по (4.20)

$$\Delta N^{III} = 14,5 \cdot (117 - 108) \cdot (0,0670 - 0) \approx 8,5 \text{ кВт};$$

потери мощности на конденсатные насосы первого и второго подъема по (4.21).

$$\Delta N^{IV} = 14,5 \cdot 3,0 \cdot 0,001 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,7}{0,85} = 35,8 \text{ кВт}.$$

Всего потери мощности составят $509 + 145 + 8,5 + 35,8 = 698,3 \text{ кВт}$.

Задача 4.14. На Костромской ГРЭС для некоторых турбоустановок изменена заводская схема уплотняющего конденсата. Поток воды, поступавший ранее в деаэратор, направляется в линию конденсата перед подогревателем № 4 (П-4) (рис. 4.10, линия в).

Рассчитать, используя исходные данные для задачи 4.13, выигрыш мощности от усовершенствования схемы уплотнений питательного насоса путем подвода потока воды из уплотнения в конденсатную линию перед ПНД № 4.

Решение. В расчетное выражение для $\Delta N'$ должно войти дополнительно слагаемое, учитывающее, что поток утечки из насоса подводит теплоту в ПНД (с-1) и при этом происходит дополнительное снижение мощности. Новое выражение для $\Delta N'$ будет таким:

$$\Delta N' = (G_1 - G_2 - G_3) \sum_{r=j}^3 (e_{c-1} - e_r) \Delta i_{в} + G_{ут} (e_c - e_{c-1}) (\Delta i_{д} + \delta i_{п.н}). \quad (4.22)$$

В (4.22) обозначено: $\Delta i_{д}$ — приращение энтальпии воды в деаэраторе; $\delta i_{п.н}$ — приращение энтальпии воды в насосе.

Подставляя известные величины в (4.22), получим:

$$\begin{aligned} \Delta N' &= 7,7[(e_4 - e_3) \cdot 119 + (e_4 - e_2) \cdot 167 + (e_4 - e_1) \cdot 83] + \\ &+ 7(e_5 - e_4) \cdot (77 + 44) = 7,7[0,0531 \cdot 119 + 0,1096 \cdot 167 + \\ &+ 0,1902 \cdot 83] + 7 \cdot (0,0476 \cdot 121) = 351,2 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Остальные потери мощности такие же, как и в задаче 4.13, поэтому выигрыш составляет:

$$509,0 - 351,2 = 157,8 \text{ кВт}.$$

Внедрение этой схемы, как видим, приводит к небольшому снижению потери мощности.

Задача 4.15. На Кармановской, Троицкой и ряде других ГРЭС по предложению УралВТИ [56] в схеме уплотняющего конденсата к уплотнениям подается горячий конденсат после ПНД № 2 с температурой 85—90°C, соответственно поток G_2 направляется через гидрозатвор в подогреватель № 2 (рис. 4.12). Таким образом, в этой схеме уменьшается байпасирование ПНД.

Рассчитать выигрыш мощности турбоустановки от внедрения схемы по рис. 4.12 в сравнении с заводской схемой. Использовать данные о количествах воды, полученные при испытании [56], приведенные на рис. 4.12.

Решение. Расчетные выражения для ΔN^I , ΔN^{II} и ΔN^{IV} остаются прежними — (4.17), (4.18), (4.19), лишь $j=3$ и в (4.17') выпадает член, содержащий $\delta i_{с.п.}$, так как вода отводится с энтальпией $i_{в2}$ по той же причине $\Delta N^{III}=0$.

По формуле (4.17) находим:

$$\Delta N^I = (12,8 - 12,2) \cdot [(0,3047 - 0,2572) \cdot 121 + (0,3047 - 0,2041) \cdot 118] = 15,3 \text{ кВт.}$$

По формуле (4.19)

$$\Delta N^{II} = 12,2 \cdot (385 - 375) \cdot 0,8593 = 104,8 \text{ кВт;}$$

по формуле (4.21)

$$\Delta N^{IV} = 12,2 \cdot 3,0 \cdot 0,001 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,7}{0,85} = 30,1 \text{ кВт.}$$

Выигрыш мощности всего составит $15,3 + 104,8 + 30,1 = 150,2 \text{ кВт.}$

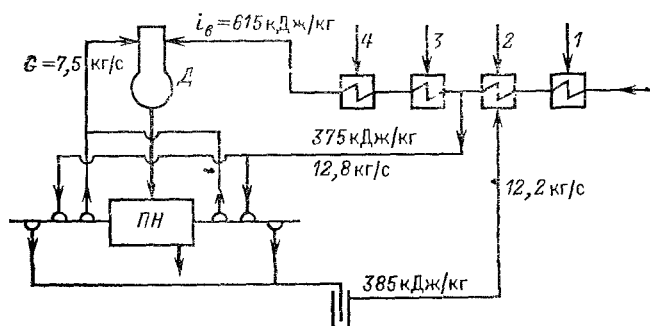


Рис. 4.12. К задаче 4.15

Снижение потери мощности в сравнении с исходной схемой составляет $\sim 548,1 \text{ кВт}$, таким образом, экономичность турбоустановки повышается на $0,18 \%$. В результате испытаний в [56] указано, что потери мощности турбоустановки, связанные с применением подвода конденсата по схеме рис. 4.10, для всего узла питательных насосов блока, т. е. включая и резервные насосы, где они есть, достигают $0,37 \%$, а применение схемы по рис. 4.12, также для всего узла, снижает эти потери до $0,07 \%$, или повышает экономичность схемы примерно на $0,30 \%$.

Задача 4.16. Для турбоустановок, в схеме которых деаэратор не включен, направление потока воды от гидропаты на всас бустерного насоса (линия б, рис. 4.10) приводит к дополнительной потере мощности. Рассчитать для турбоустановки К-300-240 (см. рис. 4.10) влияние подвода потока от гидропаты на всас бустерного насоса в сравнении с подводом его в деаэратор. Исходные данные взять из задачи 4.13; значение КИМ для ступени подогрева № 6 $e_6 = 0,3351$ [40].

Указание. Рассчитывается новое значение $\Delta N'$ и сравнивается с полученным в задаче 4.13.

Ответ. Дополнительная потеря мощности составит $\delta N = 116,6 \text{ кВт.}$

ТЭЦ ПРИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ

5.1. Расчет экономии топлива от усовершенствования схемы ТЭЦ

Для ТЭЦ имеет важное значение удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении. Для турбоагрегата в целом это понятие определяется как выработка электроэнергии по теплофикационному циклу и рассчитывается [21] по выражению

$$\mathcal{E}_{\text{т.ф}} = \frac{\Sigma D_{\text{отб}} (i_0 - i_{\text{отб}}) + \Sigma D_{\text{рег}} (i_0 - i_{\text{рег}})}{\gamma_{\text{м}} \gamma_{\text{г}}}, \quad (5.1)$$

где $D_{\text{отб}}(i_0 - i_{\text{отб}})$ — работа в турбине пара, отпускаемого для внешних потребителей; $D_{\text{рег}}(i_0 - i_{\text{рег}})$ — работа в турбине пара, расходуемого на регенеративный подогрев конденсата, возвращаемого от потребителей пара, и добавки воды.

Средневзвешенная удельная выработка определится как отношение

$$\bar{\mathcal{E}}_{\text{т.ф}} = \mathcal{E}_{\text{т.ф}} / Q_{\text{т}}, \quad (5.2)$$

где $Q_{\text{т}}$ — отпуск теплоты внешним потребителям.

Однако пользоваться понятием средневзвешенной величины можно лишь при планировании или для отчетных показателей, а для целей анализа необходимо знать величину $\bar{\mathcal{E}}_{\text{т.ф}}$ для теплоты пара, отпускаемого потребителям от каждого отбора. Такой показатель можно получить, если определять влияние подвода или отвода теплоты в схеме при условии $Q_{\text{к}} = \text{const}$. Для теплофикационной установки это условие довольно часто поддерживается при режиме работы с закрытой регулирующей диафрагмой.

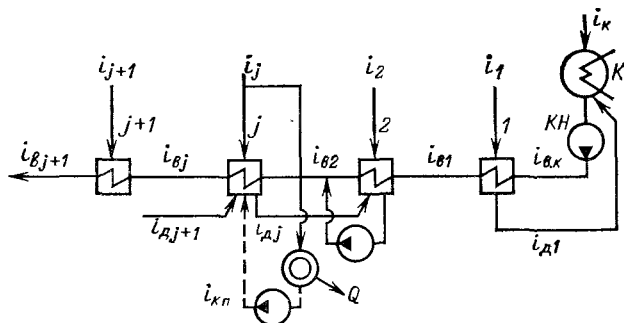


Рис. 5.1. К выводу выражения (5.7) для $\mathcal{E}$

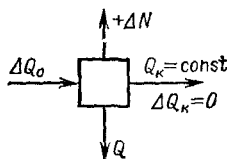
Задача 5.1. Вывести аналитическое выражение для удельной выработки энергии на тепловом потреблении, пользуясь понятием коэффициента e .

Решение. Рассмотрим вначале, какие произойдут изменения мощности и потери теплоты с охлаждающей водой в конденсаторе, если из отбора j отводится пар в количестве D_j с энтальпией i_j , а его конденсат полностью возвращается в схему в пределах ступени j с энтальпией $i_{к,п}$ (рис. 5.1).

Отпуск теплоты

$$Q = D(i_j - i_{к,п}). \quad (5.3)$$

Рис. 5.2. Баланс изменения потоков теплоты и энергии при вводе (отводе) теплоты Q извне при условии $Q_k = \text{const}$



Изменение мощности при условии $Q_o = \text{const}$ по (2.21) будет:

$$\Delta N_{Q_o} = e_j Q.$$

Изменение отвода теплоты охлаждающей водой составит:

$$\Delta Q_k = (1 - e_j) Q. \quad (5.4)$$

Рассмотрим влияние отвода того же количества теплоты Q из отбора j , но при условии $Q_k = \text{const}$. Пользуясь (5.4) можно установить, как изменится расход теплоты в свежем паре, а именно:

$$-\Delta Q_o = \frac{\Delta Q_k}{1 - \eta_i} = \frac{(1 - e_j) Q}{1 - \eta_i}. \quad (5.5)$$

Теперь можно составить баланс теплоты и мощности в установке для условия $Q_k = \text{const}$ (рис. 5.2).

Из баланса следует, что изменение мощности в установке при $Q_k = \text{const}$ определяется разностью отведенного количества теплоты Q изменения расхода теплоты в свежем паре, причем отвод теплоты Q считается отрицательным:

$$\Delta Q_o \leftarrow \Delta N_{Q_k} + (-Q); \quad (5.6)$$

$$\Delta N_{Q_k} = Q + \Delta Q_o = Q \left(1 - \frac{1 - e_j}{1 - \eta_i} \right) = -\frac{\eta_i - e_j}{1 - \eta_i} Q. \quad (5.7)$$

Искомое изменение мощности на единицу отпущенного количества теплоты будет выражаться отношением

$$-\left(\frac{\Delta N}{Q} \right)_{Q_k} = \frac{\eta_i - e_j}{1 - \eta_i} = \frac{\eta_i}{1 - \eta_i} (1 - \xi_j) = e_j. \quad (5.8)$$

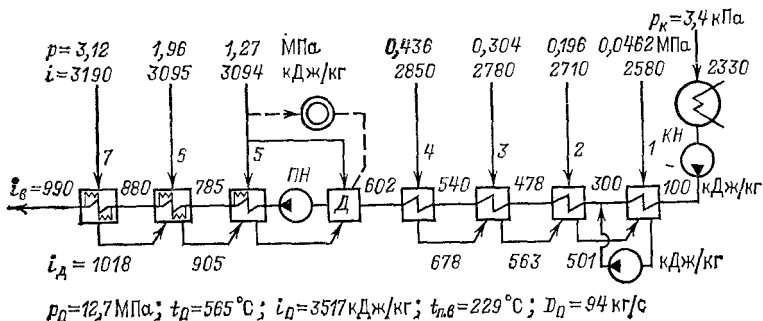


Рис. 5.3. Упрощенная схема регенеративного подогрева турбоустановки типа ПТ-60-130/13 (к задаче 5.3)

Аналогичное понятие обозначено в [12] буквой ω , в [5] буквой $\mathcal{E}$, встречаются и другие обозначения. В дальнейшем будем пользоваться введенным в (5.8) обозначением ϵ , имея в виду оригинальный вывод этого понятия и аналитическую связь ϵ с известными понятиями [41].

Задача 5.2. а) Показать, пользуясь (5.8), что между значениями $1 + \epsilon$ для смежных ступеней и для приращения ϵ ($\Delta \epsilon$) справедливы соотношения:

$$\frac{1 + \epsilon_{j+1}}{1 + \epsilon_j} = \frac{1 - e_{j+1}}{1 - e_j}; \quad \frac{\Delta \epsilon_{j+1}}{1 + \epsilon_j} = - \frac{\Delta e_{j+1}}{1 - e_j}. \quad (5.9)$$

б) Показать, пользуясь (2.18), что для смежных каскадных ступеней или для сочетания каскадной $(j+1)$ -й и нижестоящей узловой ступени j , справедливо следующее соотношение для $1 + \epsilon$ смежных ступеней, выраженное отношением разностей энтальпий пара и дренажа:

$$\frac{1 + \epsilon_{j+1}}{1 + \epsilon_j} = \frac{i_j - i_{\text{Д}, j+1}}{i_{j+1} - i_{\text{Д}, j+1}}. \quad (5.10)$$

в) Показать на основании (5.9) и (2.19), что для сочетания узловой ступени $j+1$ и каскадной j справедливо соотношение

$$\frac{1 + \epsilon_{j+1}^c}{1 + \epsilon_j} = \frac{i_{\text{к}} - i_{\text{в}j} + \sum_{l=1}^{j-1} e \Delta i_{\text{в}}}{(i_{j+1} - i_{\text{в}j})(1 - e_j)}. \quad (5.11)$$

Задача 5.3. На рис. 5.3 приведена схема турбины ПТ-60-130/13. Параметры, указанные на схеме, взяты по [23]. Рассчитанные значения ϵ , η и ϵ сведены в табл. 5.1.

Требуется определить выработку энергии на тепловом потреблении с учетом регенеративного подогрева возвращаемого конденсата и добавки, если из производственного отбора № 5 отпущено теплоты $Q_{\text{п}} = 74,2$ МВт, конденсат возвращается в пределах ступени № 5, а из

Таблица 5.1. Значения ϵ , η и ϵ для схемы установки ПТ-60-130/13

ϵ, η	ϵ	ϵ, η	ϵ
$\epsilon_1 = 0,1008$	$\epsilon_1 = 0,500$	$\epsilon_5 = 0,2508$	$\epsilon_5 = 0,247$
$\epsilon_2 = 0,1537$	$\epsilon_2 = 0,408$	$\epsilon_6 = 0,2820$	$\epsilon_6 = 0,196$
$\epsilon_3 = 0,1804$	$\epsilon_3 = 0,364$	$\epsilon_7 = 0,3134$	$\epsilon_7 = 0,142$
$\epsilon_4 = 0,2063$	$\epsilon_4 = 0,321$	$\eta = 0,3990$	—

теплофикационного отбора № 2 отпущено $Q_T = 46,5$ МВт, причем конденсат пара сетевого подогревателя возвращается в пределах ступени подогрева № 3, сообщая в ней количество теплоты ΔQ_3 .

Решение. Пользуясь (5.8), составляем выражение приращения мощности при $Q_R = \text{const}$

$$N_T = \epsilon_5 Q_{II} + \epsilon_2 Q_T + (\epsilon_3 - \epsilon_2) \Delta Q_3.$$

По данным, приведенным на рис. 5.3, находим:

$$\Delta Q_3 = 21,5 \cdot (478 - 501) \cdot 10^{-3} = -0,5 \text{ МВт.}$$

Пользуясь значениями ϵ в табл. 5.1, находим:

$$\begin{aligned} N_T &= 0,247 \cdot 74,2 + 0,408 \cdot 46,3 + (0,364 - 0,408) \cdot (-0,5) = \\ &= 18,3 + 18,9 + 0,02 = 37,2 \text{ МВт.} \end{aligned}$$

В [23] получен тот же результат, но другим путем.

Задача 5.4. Для повышения выработки электроэнергии на тепловом потреблении в [1] предлагается охлаждать пар, отбираемый на технологические цели, с использованием теплоты перегрева для повышения энтальпии питательной воды. Практический пример рассмотрен в [18], применительно к турбоустановке ПТ-50-90/13.

Рассчитать ожидаемый годовой эффект от внедрения аналогичного предложения применительно к схеме турбины ПТ-60-130/13 при числе

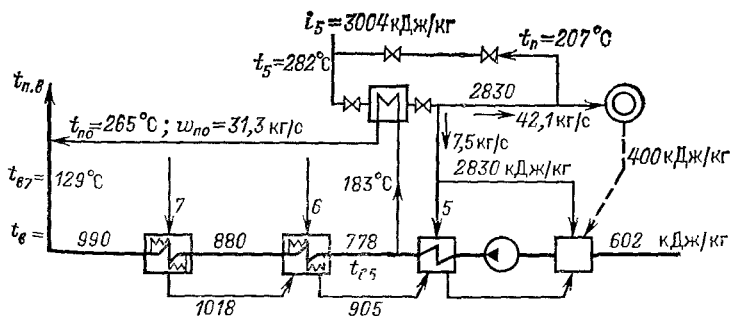


рис. 5.4. К задаче 5.4

часов использования $z=6000$ ч/год. Массовый расход охлажденной пара на производство $D'_n=42,1$ кг/с, то же — на подогреватель П-5 — 7,5 кг/с. Схема установки охладителя приведена на рис. 5.4, где указаны необходимые для расчета параметры и массовые расходы пар и воды.

Учесть, что для охлаждения пара в пареоохладителе подведена питательная вода, взятая из линии за подогревателем П-5, в количестве $W_{по}$, которая после ее подогрева в пареоохладителе возвращается в питательную линию перед входом в котел. При этом поток воды $W_{по}$ не подогревается в подогревателях П-6 и П-7.

Учесть также, что в исходной схеме в ступени подогрева № 5 имелся охладитель, встроенный в корпус подогревателя П-5.

У к а з а н и е. Приращение мощности получается:

1) за счет отпуска теплоты Q_n при сниженной температуре, равным произведению приращения коэффициента ϵ_j на Q_n :

$$\Delta N^I = (\epsilon'_j - \epsilon_j) Q_n, \quad (5.12)$$

где значение ϵ'_j учитывает эффект от охлаждения пара;

2) за счет подвода теплоты охлажденным паром в подогревателе П-5

$$\Delta N^{II} = \Delta \epsilon_5 D'_5 (i'_5 - i_5); \quad (5.13)$$

3) за счет уменьшения подвода теплоты к воде в подогревателях П-7 и П-6

$$\Delta N^{III} = -W_{по} (\epsilon_6 \Delta i_{в6} + \epsilon_7 \Delta i_{в7}); \quad (5.14)$$

4) за счет снижения температуры (энтальпии) воды за подогревателем П-5 из-за удаления встроенного пареоохладителя

$$\Delta N^{IV} = -W_5 (\epsilon_5 - \epsilon_6) \delta i_{в5}, \quad (5.15)$$

где W_5 — массовый расход воды в подогревателях П-5, П-6.

Суммарное приращение мощности составит:

$$\Delta N = \Delta N^I + \Delta N^{II} + \Delta N^{III} + \Delta N^{IV}. \quad (5.16)$$

Для решения требуется найти приращение $\Delta \epsilon$, для чего согласно (5.9) необходимо определить $\Delta \epsilon_j$.

Приращение $\Delta \epsilon_j$ находится из сравнения выражений для ϵ ступени подогрева с охладителем пара и без охладителя. Для ступени с охладителем [41]

$$1 - \epsilon'_j = (1 - \epsilon_{j-1}) \frac{i_{j-1} - i_{dj}}{i'_j - i_{dj}} - \frac{(1 - \eta) \delta i_{по}}{i'_j - i_{dj}}, \quad (5.17)$$

где $\delta i_{по} = i_j - i'_j$ [выражение по (5.17) использовалось в табл. 2.3 для расчета $(1 - \epsilon_6)$]. Для ступени подогрева без охладителя по (2.18)

$$1 - \epsilon_j = (1 - \epsilon_{j-1}) \frac{i_{j-1} - i_{dj}}{i_j - i_{dj}}. \quad (5.18)$$

Составляя разность (5.18) и (5.17), в результате некоторых преобразований получим:

$$e'_j - e_j = \Delta e_j = -(\eta - e_j) \frac{\delta i_{\text{по}}}{i'_j - i_{\text{д}j}}. \quad (5.19)$$

Подставляя Δe_j по (5.19) в (5.16), приходим к искомому выражению

$$\Delta \epsilon_j = \epsilon_j \frac{\delta i_{\text{по}}}{i'_j - i_{\text{д}j}}. \quad (5.20)$$

Величина $\delta i_{\text{по}} = i_j - i'_j$ определяется выбором температуры пара за пароохладителем, которая должна быть выше температуры конденсации пара, чтобы при транспорте до потребителя не происходило выпадения влаги.

Массовый расход воды $W_{\text{по}}$, отводимой на пароохладитель, определяется из условия, чтобы не происходило вскипание воды и обеспечивалась необходимая разность температур воды между паром и водой на горячем конце пароохладителя, можно принять

$$t_{\text{п}} - t''_{\text{в.по}} = 20^\circ \text{C}.$$

В данном случае вскипания не может быть, так как $t_{\text{п}}$ меньше температуры кипения при давлении питательной воды.

Необходимое количество воды определено по выражению

$$W_{\text{по}} = \frac{Q_{\text{по}}}{c_p (t''_{\text{в.по}} - t'_{\text{в.по}})} = \frac{Q_{\text{по}}}{i''_{\text{в.по}} - i_{\text{вб}}}. \quad (5.21)$$

О т в е т. $\Delta N = 1974 - 322 - 1071 - 34 = 1191$ кВт.

$\Delta Q_0 = 1191$ кВт.

$$\Delta \epsilon_5 = 0,247 \cdot \frac{174}{2830 - 602} = 0,0193.$$

Изменение расхода топлива в энергосистеме на замещающей электростанции и на рассматриваемой ТЭЦ рассчитывается по выражению

$$\Delta B = -\Delta N Z \left(b_{\text{кэс}} - \frac{3600}{\eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{т.п}} Q_{\text{рн}}} \right) \cdot 10^{-3} = 1384 \text{ т/год}.$$

Принято: $b_{\text{кэс}} = 0,333 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$; КПД котельной установки $\eta_{\text{к.у}} = \eta_{\text{к.у}} = 0,9$; $\eta_{\text{т.п}} = 0,98$; $Q_{\text{рн}} = 29300$; $z = 6000$ ч/год. Затраты на установку пароохладителя, как указано в [18], окупаются за 2—3 года.

Задача 5.5. В решении задачи 5.5 не учтено влияние повышения температуры питательной воды $\delta t_{\text{п.в}}$ на увеличение потерь с уходящими газами. Рассчитать значение $\delta t_{\text{п.в}}$ за счет теплоты перегрева и увеличения расхода топлива из-за снижения КПД котла. Принять влияние $\delta t_{\text{п.в}}$ по [19]: $\delta q_2 = 0,012 \delta t_{\text{п.в}}$, %.

У к а з а н и е. Принять массовый расход питательной воды равным $W_{\text{п.в}} = 1,015 D_0$. Для расчета приращения энтальпии питательной воды

$\delta i_{п.в}$ применить выражение, вытекающее из уравнения баланса теплоты в точке смешения основного расхода конденсата и потока $W_{по}$,

$$\delta i_{по} = \frac{(D'_s + D'_{п}) \delta i_{по} - W_{по} (\Delta i_{в6} + \Delta i_{в7})}{(D_0 + \Delta D_0) 1,015} \quad (5.22)$$

Значение ΔD_0 принять приближенно для подстановки в (5.22) равным приращению расхода пара на производство за счет установки парохладителя:

$$\Delta D_0 \approx \Delta D_{п} = D'_{п} \frac{i_s - i'_s}{i_s - i_{вк.л}} = 42,1 \frac{174}{2604} = 2,8 \text{ кг/с.}$$

Часовой расход топлива на котлы при $D_0 = 94$ кг/с составляет 33,1 т/ч.

Ответ. $\delta i_{п.в} = 22,5$ кДж/кг.

По таблице 3 [9] при $p_v = 20$ МПа $\delta t_{п.в} = 4,9^\circ\text{C}$.

Увеличение расхода топлива на ТЭЦ на всю выработку свежего пара в год при числе часов использования 6000 ч составит:

$$\Delta B \approx Z B_k \cdot \frac{0,012}{100} \delta t_{п.в} = 117 \text{ т/год,}$$

что составляет $\sim 10\%$ от экономии, рассчитанной без учета влияния Δq_2 .

Задача 5.6. В [61] показана целесообразность установки охладителя пара, расходуемого на паровые трубчатые сушилки центрального пылезавода блока 500 МВт Назаровской ГРЭС. Схема установки охладителя представлена на рис. 5.5 с указанием параметров и необходимых расходов. На рис. 5.5 указаны также значения ε для исходной схемы. Требуется рассчитать эффективность охладителя.

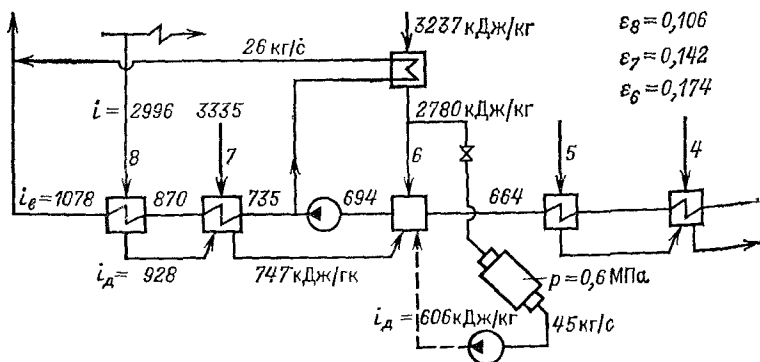


Рис. 5.5. Схема установки охладителя пара, расходуемого на подсушку топлива

Решение. Для рассматриваемой задачи применимы выражения (5.12), (5.13), (5.14), лишь должны быть изменены индексы в соответствии со схемой по рис. 5.5. Таким образом, получим:

изменение мощности от отпуска охлажденного пара на сушку

$$\Delta N_1 = \epsilon_6 D'_{\text{п}} \delta i_6 = 0,174 \cdot 45 \cdot 449 = 3515,7 \text{ кВт};$$

изменение мощности от отпуска пара на деаэратор

$$\Delta N_2 = \epsilon_6 D'_6 \delta i_6 = 0,174 \cdot 3,9 \cdot 449 = 304,7 \text{ кВт};$$

изменение мощности за счет отвода воды на пароохладитель

$$\Delta N_3 = -W_{\text{по}} (\epsilon_7 \Delta i_{\text{в7}} + \epsilon_8 \Delta i_{\text{в8}}) = 26(0,147 \cdot 135 + 0,106 \cdot 108) = -812,4 \text{ кВт}.$$

Полное изменение мощности составит:

$$\Delta N = 3515,7 + 304,7 - 812,4 = 3008 \text{ кВт}.$$

На такую же величину изменится и расход теплоты в свежем паре, т. е.

$$\Delta Q_0 = +3008 \text{ кВт}.$$

Рассчитаем годовую экономию топлива при неизменной выработке $\mathcal{E} = \text{const}$. Принимая число часов использования $z = 7000$ ч/год и удельный расход топлива $b_{\text{к}} = 0,330$ кг/(кВт·ч), получим по (5.22) $\Delta B = 3008 \cdot 7000$

$$\left[0,330 - \frac{3600}{0,9 \cdot 0,98 \cdot 29300} \right] 10^{-3} = 4015 \text{ т/год}.$$

Рассчитаем повышение энтальпии питательной воды

$$\begin{aligned} \delta i_{\text{п.в}} &= \frac{(D_{\text{п}} + D_6) \delta i_6 - W_{\text{по}} (i_{\text{п.в}} - i_{\text{в. п.н}})}{W_{\text{п.в}}} = \\ &= \frac{(45 + 3,9) 449 - 26 (1078 - 735)}{392} = 33,26 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Повышение температуры питательной воды $\delta i_{\text{п.в}} = 7,2^\circ \text{C}$.

Расход топлива на блок в год в исходном режиме

$$B = 500\,000 \cdot 0,330 \cdot 6000 \cdot 10^{-3} = 990\,000 \text{ т/год}.$$

Увеличение расхода топлива из-за снижения КПД за счет приращения температуры питательной воды

$$\Delta B = 990\,000 \frac{0,012}{100} \cdot 7,2 = 855 \text{ т/год},$$

или около 21 % от экономии без учета снижения $\eta_{\text{к.у}}$.

Действительная экономия расхода топлива составит:

$$B_{\text{д.э.к}} = 4015 - 855 = 3160 \text{ т/год}.$$

Значительные потери от повышения температуры уходящих газов естественно вызывают желание избежать их. Во-первых, для конкретных установок необходимо уточнять влияние повышения температуры ухо-

дящих газов. Во-вторых, можно изыскать такое место ввода воды, выходящей из пароохладителя, чтобы избежать или достичь меньшего влияния на температуру уходящих газов.

5.2. Использование вторичных энергетических ресурсов

Не останавливаясь на классификации отдельных видов вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), можно отметить, что наиболее ценные из них обычно вовлекаются в технологический процесс и при соответствующем комбинировании отдельных частей производственного комплекса из разряда вторичных ресурсов переходят в разряд сырья (топлива) и т. п. В настоящее время на многих крупных ТЭЦ при металлургических комбинатах топливом служат только ВЭР (доменный и коксовый газ, промпродукт), хотя в целом по стране использование ВЭР достигло лишь 30 %, а на металлургических заводах ~50—60 %.

Здесь рассмотрено небольшое число задач, в которых показана экономичность использования тех ВЭР, которые не могут быть вовлечены в технологический цикл и пока оказываются неизбежными отходами. К таким относятся, например, вода, охлаждающая конденсаторы турбин, теплота дымовых газов и ряд других.

Если вторичные энергетические ресурсы, поступающие на ТЭЦ или использованные на предприятии в количестве $Q_{\text{и}}$, замещают собой теплоту пара или горячей воды, которыми до этого снабжалось предприятие от ТЭЦ, то на ТЭЦ при неизменном расходе теплоты с охлаждающей водой произойдет уменьшение теплофикационной выработки на $\Delta \mathcal{E} = -\varepsilon Q_{\text{и}}$ (кВт·ч)/год и одновременно уменьшится расход теплоты в свежем паре на $-\Delta Q_0 = Q_{\text{и}} - \varepsilon Q_{\text{и}}$. Предприятие для удовлетворения своих нужд в электроэнергии должно получать электрическую энергию из районной сети. Поэтому необходимо рассчитывать экономию топлива в системе, кг/год, (системный эффект), которая без учета изменения потерь в электросетях будет определяться:

$$\Delta B = \frac{\Delta Q_0}{\eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{т.п}} Q_{\text{РН}}} - \Delta \mathcal{E} b_{\text{к}},$$

или

$$\Delta B = Q_{\text{и}} \left[\frac{1}{\eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{т.п}} Q_{\text{РН}}} (b_{\text{к}} - b_{\text{т}}) \varepsilon \right]. \quad (5.23)$$

Аналогичная расчетная формула приведена в [5, 12], где $Q_{\text{и}}$ — использованная теплота (кВт·ч)/год; $b_{\text{к}}$ — удельный расход топлива на замещающей электростанции в энергосистеме, кг/(кВт·ч); $b_{\text{т}}$ — удельный расход топлива на теплофикационную выработку, кг/(кВт·ч).

5.3. Применение тепловых насосов

Теоретические основы работы теплового насоса изложены в [31]. Принцип работы теплового насоса — в осуществлении обратного цикла

Карно (рис. 5.6, 5.7). Для этого применяются компрессор, детандер D_T (расширитель), теплообменники для подвода теплоты в процессе испарения рабочего агента $И$ и конденсатор K . В качестве рабочего тела применяются жидкости с достаточно низкой температурой кипения из конструктивных соображений при давлениях около атмосферного $\sim 0,1$ МПа.

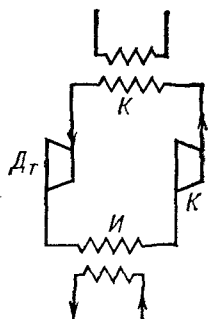


Рис. 5.6. Схема компрессионной теплонасосной установки (ТНУ)

В реальных установках простого типа детандер заменяется дроссельным органом в сочетании с переохладителем рабочего тела. В свою очередь после испарителя за счет теплоты внешнего источника возможен перегрев рабочего тела. Сжатие

в компрессоре происходит с потерями, поэтому реальный цикл приобретает вид, показанный на рис. 5.8, a и b в диаграммах T, s и i, s .

На участке $4-4'$ происходит дросселирование, на участке $4'-5-1$ — испарение, на участке $1-2$ — сжатие. Работа, затраченная на сжатие, определяется в диаграмме T, s (рис. 5.8, a) площадью $2-6-3-4-4'-5-1$, обозначим эту работу l_d . Теплота, отведенная потребителю, определяется разностью энтальпий в состоянии 2 и 4, т. е. площадью под линией $2-6-3-4$ и равна сумме l_d и теплоты, определяемой площадью $4-4'-5-1-1'-4''$.

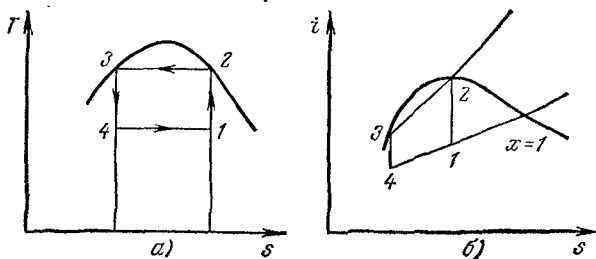


Рис. 5.7. Идеальный цикл ТНУ

Удельный расход энергии на единицу отведенной потребителю теплоты составляет:

$$\varepsilon_{т.н} = \frac{l_d}{\text{пл } 4', 5, 1 + l_d} = \frac{l_d}{i_2 - i'_{вз}} = \frac{l_a}{\eta_i (i_2 - i'_{вз})},$$

и коэффициент преобразования

$$\varphi_{пр} = \frac{1}{\varepsilon_{т.н}} = \frac{i_2 - i'_{вз}}{l_d}.$$

Адиабатическая работа сжатия l_a находится по диаграмме i, s как адиабатическое повышение энтальпии рабочего тела (рис. 5.8б). Действительная работа l^D определяется как адиабатическая работа, поделенная на внутренний (индикаторный) η_i . Коэффициент η_i принимается равным 0,8.

$$l^D = \frac{l_a}{\eta_i} = \frac{i'_2 - i_5}{\eta_i}.$$

Задача 5.7. Определить целесообразность применения для тепло-снабжения теплично-парникового хозяйства теплонасосной установки (ТНУ) для частичного использования нагретой воды, сбрасываемой

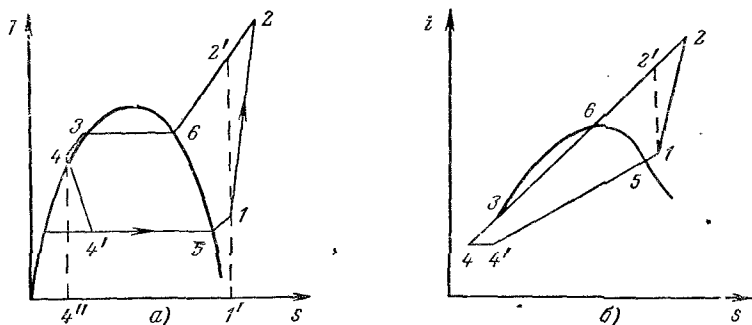


Рис. 5.8. Цикл ТНУ в диаграммах T, s и i, s

промпредприятием при температуре 25°C . Потребность в теплоте зимой ~ 30 ГДж/ч (7,17 Гкал/ч) или 8337 кВт·ч, что обеспечивает в зимнее время около семи гектар площадей теплиц и парников; число часов использования 5500 ч.

Решение. Расчет проводим на единицу рабочего агента. Применим одноступенчатую схему с пароохладителем (рис. 5.9), работающую на фреоне-21. При заданной температуре воды $t_n = 70^\circ\text{C}$ для потребителя устанавливаем температуру конденсации фреона $t_k = t_n + 5 = 75^\circ\text{C}$ и давление за компрессором $p_k = 7,65$ МПа. Энтальпия жидкости (фреона) при этом давлении $i'_{вз} = 506$ кДж/кг. В пароохладителе температура снижается до 45°C и энтальпия до $i_{в4} = 467$ кДж/кг. Температуру испарения принимаем $\sim 7^\circ\text{C}$ и соответствующее ей давление $p = 0,91$ МПа. (Перепад температур в испарителе между охлаждаемой водой и фреоном $\Delta t = 8^\circ\text{C}$.)

По располагаемой температуре источника теплоты фреон можно несколько перегреть перед входом в компрессор. В данном случае перегреем на 5°C , тогда температура перед компрессором 12°C . Энтальпия по i, s -диаграмме (рис. 5.10) $i_1 = 672$ кДж/кг. Приращение энтальпии

в испарителе и перегревателе $672-467=205$ кДж/кг; КПД компрессора примем равным 0,8. По i, s -диаграмме находим энтальпию за компрессором при адиабатическом сжатии от давления 0,91 до 7,65 МПа $i'_2=726$ кДж/кг, адиабатическая работа $l_a=726-672=54$ кДж/кг.

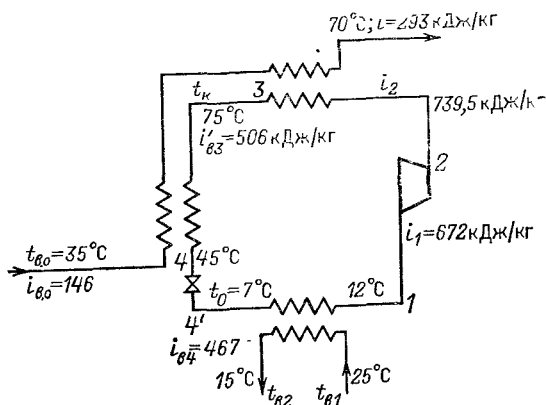


Рис. 5.9. Схема THU к задаче 5.8 с указанием параметров потоков

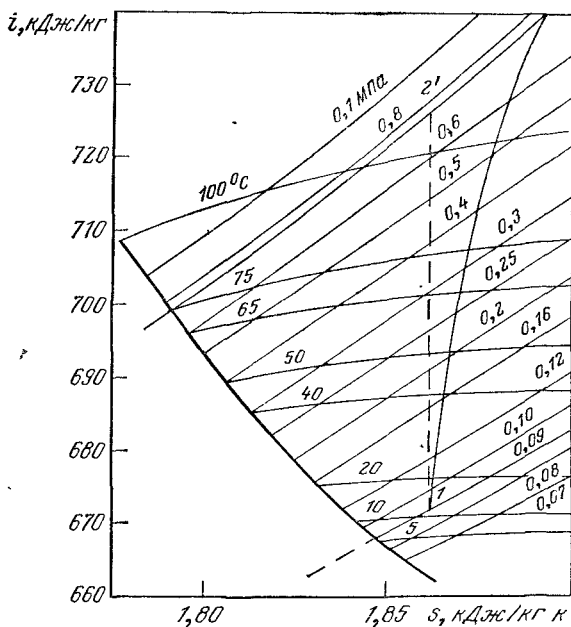


Рис. 5.10. Диаграмма i, s для Ф-21

Действительная работа составит:

$$l^d = \frac{54}{0,8} = 67,5 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия фреона за компрессором

$$i_2 = 672 + 67,5 = 739,5 \text{ кДж/кг.}$$

Отведено теплоты в конденсаторе

$$i_2 - i'_{в3} = q_k = 739,5 - 506 = 233,5 \text{ кДж/кг,}$$

то же в пароохладителе:

$$i'_{в3} - i_{в4} = q_{по} = 506 - 467 = 39 \text{ кДж/кг.}$$

Всего: $q = 233,5 + 39 = 272,5 \text{ кДж/кг.}$

Подведено в испарителе, при перегреве и сжатии

$$i_2 - i_{в4} = 672 - 467 + 67,5 = 272,5 \text{ кДж/кг.}$$

Находим удельный расход энергии на единицу полученной теплоты

$$\mathcal{E}_{т.н} = \frac{l^d}{q} = \frac{l^d}{q_k + q_{по}},$$

$$\mathcal{E}_{т.н} = \frac{67,5}{233,5 + 39} = \frac{67,5}{272,5} = 0,248.$$

Коэффициент преобразования в установке

$$\varphi_{пз} = \frac{1}{\mathcal{E}_{т.н}} = \frac{1}{0,248} = 4,03.$$

Затраты энергии на компрессорную установку с учетом электро-механических потерь ($\eta_{эм} = 0,9$), составят:

$$\mathcal{E} = \frac{Q}{\eta_{эм} \varphi_{пз}} = \frac{qz}{0,9 \varphi_{пз}},$$

$$Q = 5500 \cdot 8337 = 45\,853 \cdot 10^3 \text{ (кВт} \cdot \text{ч) / год,}$$

где $q = 8037 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ по заданию.

$$\mathcal{E} = \frac{45\,853 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 4,03} = 12\,642 \cdot 10^3 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

Затраты топлива на выработку этого количества израсходованной энергии составят при $b_k = 0,35 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$:

$$B_{эл} = 12\,642 \cdot 10^3 \cdot 0,35 \cdot 10^{-3} = 4425 \text{ т/год.}$$

Расход топлива на тепличное хозяйство при снабжении его тепло-той от котельной

$$B_{кот} = \frac{45\,853 \cdot 10^3 \cdot 3600}{0,80 \cdot 29\,300 \cdot 10^3} = 7042 \text{ т/год.}$$

$$\Delta B = 7042 - 4425 = 2617 \text{ т/год.}$$

Мощность компрессорной

$$N_k = \frac{45\,853}{4,03 \cdot 5500} = 2069 \text{ кВт.}$$

По опыту эксплуатации и проектирования, описанному в [11], по капитальным затратам и эксплуатационным расходам установка окупается за 2—3 года.

Задача 5.8. Рассчитать схему одноступенчатого теплового насоса, схема которого аналогична изображенной на рис. 5.9; цикл представлен на рис. 5.11, с указанием температур конденсации за переохладителем и испарения; $Q_T = 46,5$ кВт. В качестве источника теплоты низкого потенциала используется речная вода с температурой на входе в испаритель $t_{в1} = 10^\circ\text{C}$, на выходе $t_{в2} = 6^\circ\text{C}$. Температура сетевой воды на входе в переохладитель $t_{п0} = 35^\circ\text{C}$, на выходе из конденсатора 70°C . Рабочий агент в установке — фреон Ф-21. При расчете принять температуру испарения фреона $t_0 = 2,5^\circ\text{C}$. Перегрева нет. Температура конденсации $t_k = 75^\circ\text{C}$. Параметры в характерных точках найти по диаграмме (рис. 5.10). КПД компрессора принять $\eta_k = 0,8$. Электромеханический $\eta_{эм} = 0,9$. Определить коэффициент преобразования $\phi_{пр}$ и мощность компрессора.

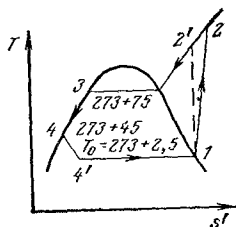


Рис. 5.11. Цикл ТНУ (к задаче 5.8)

Ответ. $\phi_{пр} = 3,34$; $N_k = 14$ кВт.

Задача 5.9. Рассчитать схему одноступенчатой компрессорной теплонасосной установки для условий: расчетная теплопроизводительность 1163 кВт; источник теплоты — речная вода с $t_{в1} = 8^\circ\text{C}$, на выходе из испарителя $t_{в2} = 2^\circ\text{C}$. Разность температур кипения воды на выходе и фреона принять $\Delta t = 4^\circ\text{C}$, следовательно, $t_0 = -2^\circ\text{C}$. Температура конденсации фреона в конденсаторе $t_k = 75^\circ\text{C}$. Теплота конденсации и переохлаждения передается в систему теплоснабжения; температура сетевой воды при входе в переохладитель $t_{п0} = 40^\circ\text{C}$, при выходе из конденсатора 70°C . Температура фреона при выходе из переохладителя $t_4 = 50^\circ\text{C}$.

Определить внутреннюю работу компрессора N_k , приняв индикаторный КПД (внутренний) $\eta_i = 0,78$; найти удельный расход энергии на единицу полученной теплоты $\mathcal{E}_{т.н.}$, электрическую мощность N_k , кВт; рассчитать коэффициент преобразования $\phi_{пр}$.

Ответ. $l = 358$ кДж/кг; $\mathcal{E}_{т.н.} = 0,348$; $N_k = 405$ кВт; $\phi_{пр} = 2,87$.

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТЭС, ИХ ОПТИМИЗАЦИЯ

6.1. Графики нагрузки энергосистем

На рис. 6.1 представлен график зимнего режима, характерный для энергосистемы центра европейской части СССР. Наиболее важными точками графика являются максимум и минимум нагрузки. Отношение $N_{\min}/N_{\max}=\alpha$ называют коэффициентом неравномерности, который практически однозначно характеризует эксплуатационный режим оборудования электростанций, позволяя качественно оценивать и трудности, возникающие при прохождении ночного провала графика и вечернего (а иногда и дневного) пика электрической нагрузки.

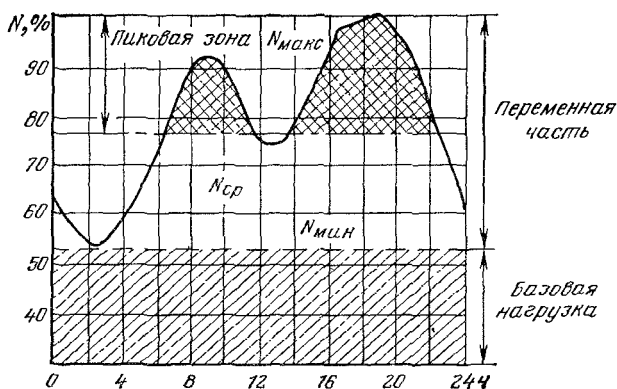


Рис. 6.1. График нагрузки зимнего дня для энергосистемы центра европейской части СССР

Вторым важным показателем является плотность заполнения графика, характеризуемая коэффициентом плотности — отношением среднесуточной нагрузки к максимальной, $\beta=N_{\text{ср}}/N_{\text{макс}}$.

Рабочая мощность электростанций энергосистемы $N_{\text{раб}}$ должна быть выше $N_{\text{макс}}$, чтобы в случае аварийного отключения какого-либо агрегата можно было передать его нагрузку на другие работающие агрегаты. Разность $N_{\text{раб}}-N_{\text{макс}}=\Delta N_{\text{ев}}$ называют скрытым или горячим резервом

Установленная мощность электростанции $N_{\text{уст}}>N_{\text{раб}}$ на величину необходимого резерва мощности, который включает мощность оборудования, выведенного в ремонт $\Delta N_{\text{рем}}$ и исправного, но не работающего, т. е. явного или холодного резерва $N_{\text{я.р.}}$.

Суточный график нагрузки делится на базовую часть и переменную. В свою очередь переменная часть делится на пиковую, верхнюю,

часть, отделяемую линией средней нагрузки, и полупиковую — между средней и минимальной нагрузками (см. рис. 6.1).

Невозможность аккумулярования электроэнергии в таких количествах, чтобы можно было использовать ее запасы для сглаживания нагрузок электростанций, определяет серьезные проблемы по обеспечению:

резерва мощности;

маневренности оборудования, т. е. высокой надежности работы при снижении нагрузок до предельно допустимых значений, а также при частых остановках и пусках;

высокой экономичности при частичных нагрузках;

мобильности оборудования, т. е. возможности использовать горячий резерв мощности при аварийном отключении отдельных агрегатов или ЛЭП, осуществляющих межсистемную связь.

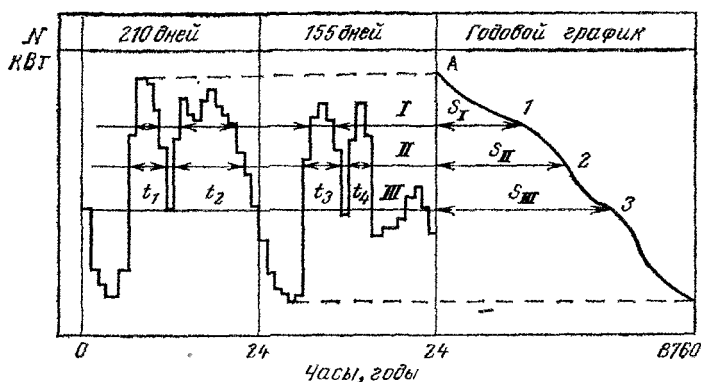


Рис. 6.2. Построение годового графика выработки электроэнергии по представительным суточным графикам электрической нагрузки зимнего и летнего дня

Рассмотренные задачи помогут осветить некоторые вопросы, связанные с решением указанных проблем.

Задача 6.1. По имеющимся суточным зимнему и летнему графикам электрической нагрузки энергосистемы (рис. 6.2) без учета выходных дней построить годового график нагрузок в зависимости от их продолжительности, приняв, что зимний график распространяется на 210 сут в году, а летний — на 155 сут, тема задачи 6.1 по [30].

Решение. Для построения годового графика нанести на суточных графиках прямые I, II, III и т. д., параллельные оси абсцисс, и определить на прямых отрезки между точками пересечения с кривыми графиков, например, t_1 , t_2 , t_3 , t_4 на прямой II, как показано на рис. 6.2, выразив их в часах в соответствии с масштабом. Затем определить сумму произведений

$$S=210(t_1+t_2)+155(t_3+t_4),$$

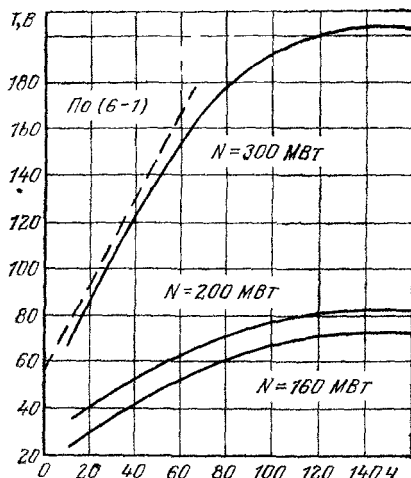


Рис. 6.3 Опытные данные с расходе топлива на пусковые операции в зависимости от продолжительности простоя для блоков мощностью 160 200 и 300 МВт

которая откладывается от оси годового графика на продолжении прямой II. Прделав ту же операцию для прямых I III и т. д., получим точки 1, 2, 3. Соединяя эти точки плавной линией, придем к искомой кривой годового графика, площадь под которой приближенно равна годовому отпуску электроэнергии в сеть.

Чтобы учесть влияние выходных дней, необходимо оценить недо выработку электроэнергии за эти дни:

$$\Delta \mathcal{E}_{\text{вых}} = \delta \mathcal{E}_{\text{вых}}^{\text{зимн}} + \delta \mathcal{E}_{\text{вых}}^{\text{летн}}$$

и определить среднее снижение нагрузки

$$\Delta N = \frac{\Delta \mathcal{E}_{\text{вых}}}{8760}.$$

На величину ΔN следует уменьшить все ординаты годового графика, кроме максимального значения (точка A).

Задача 6.2. Для ГРЭС мощностью 2400 МВт с восемью газомазутными блоками 300 МВт сопоставить, какой из способов прохождения ночного провала графика до 50 % в течение 8 ч выгоднее — отключение части блоков или снижение нагрузки на всех блоках до технического минимума. При решении использовать опытные данные о расходе топлива на пуск, представленные на рис 6.3 аппроксимируемой формулой [27]

$$\Delta B = a + k\tau, \quad (6.1)$$

где τ — продолжительность простоя блока, ч.

Примечание. Формула (6.1) при малых τ с достаточным приближением соответствует графику (рис. 6.3) при $\tau < 50$ ч. Рассчитав удельный расход топлива b_1 на отпущенную единицу энергии, пользуясь приближенной формулой, рекомендуемой в [27],

$$b_1 = b_0 \left(\frac{N_0}{N_1} \right)^m = b_0 \cdot c^m. \quad (6.)$$

Таблица 6.1 Значение коэффициентов a , k , m и b_0

Мощность блока, МВт	Тип блока	Тип котла	Топливо	Коэффициенты			
				$a \cdot 10^3$	$k \cdot 10^{-3}$	b_0 , кг/(кВт·ч)	m
150	Моноблок	Барабанный	Газ, мазут	14	0,5	0,365	0,165
200			Твердое	24	0,5	0,342	0,160
300	Дубль-блок	Прямоточный	Мазут	55	1,8	0,324	0,060
300			Твердое	40	1,8	0,324	0,060

В формулах (6.1) и (6.2): N_0 , N_i — номинальная и текущая нагрузки блока; e , k , m — постоянные коэффициенты; значения a , k , m и b_0 для некоторых энергоблоков приведены в табл. 6.1.

Решение. Дополнительный расход топлива на ГРЭС за время $\tau=8$ ч составит:

а) для варианта отключения четырех блоков по (6.1)

$$\Delta B' = (55 + 1,8 \cdot 8) \cdot 4 \cdot 10^3 = 277,6 \cdot 10^3 \text{ кг.}$$

б) для варианта снижения нагрузки каждого из 8 блоков до 50 % номинальной, при использовании (6.2)

$$\begin{aligned} \Delta B'' &= (b_i - b_0) \cdot 1200 \cdot 10^3 \cdot 8 = b_0 (c^m - 1) \cdot 1200 \cdot 10^3 \cdot 8 = \\ &= 0,324 \cdot [2^{0,06} - 1] \cdot 1200 \cdot 10^3 \cdot 8 = 132 \cdot 10^3 \text{ кг.} \end{aligned} \quad (6.3)$$

Следовательно, при $\tau=8$ ч целесообразно снижение нагрузки блоков.

Задача 6.3. Для условий задачи 6.2, но при $\tau=24$ ч проверить, что целесообразнее — отключение части блоков или снижение их нагрузки.

Решение. При отключении четырех блоков дополнительный расход топлива по (6.1) составит:

$$\Delta B' = (55 + 1,8 \cdot 24) \cdot 4 \cdot 10^3 = 393 \cdot 10^3 \text{ кг.}$$

При снижении нагрузки блоков до 50 %, используя данные из решения задачи 6.1, получим:

$$\Delta B'' = 132,2 \cdot \frac{24}{8} \cdot 10^3 = 396,6 \cdot 10^3 \text{ кг.}$$

Решение о способе прохождения периода низких нагрузок в данном случае должно приниматься с учетом надежности работы оборудования; вероятно, будет принята разгрузка блоков до технического минимума, и если этого будет недостаточно, то часть блоков будет отключена.

Задача 6.4. Выявить возможность более рационального решения задачи 6.3 путем подбора вариантов по числу отключаемых блоков и нагрузке остающихся в работе.

Решение. Отключая разное число блоков менее четырех, т. е. 3, 2, 1, находим значения ΔB^I и нагрузку N_i на оставшиеся в работе блоки. После этого по (6.3) определяем ΔB^{II} для соответствующих нагрузок. Результаты расчета сводим в табл. 6.2.

Таблица 6.2. Решение задачи 6.4

Наименование	Число отключаемых блоков, шт.				
	4	3	2	1	0
ΔB^I , т	393	294	197	98	0
Нагрузка каждого из остающихся в работе блоков	300	240	200	171,5	150
$N_i = \frac{1200}{8-n}$, МВт					
$(N_0/N_i) = c$	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0
$c^m - 1$	0	0,0135	0,0246	0,0341	0,0425
$\Delta B^{II} = (c^m - 1) = b_0$, т	0	126	229	318	396
$\Delta B^I + \Delta B^{II}$, т	393	420	426	416	396

Принято: $b_0 = 0,324$ кг/кВт·ч; $m = 0,06$.

Таким образом, все варианты с числом отключаемых блоков менее четырех оказываются менее выгодными. Применение скользящего давления свежего пара несколько расширяет диапазон технически возможного снижения нагрузки блока и уменьшает дополнительный расход топлива при снижении нагрузки.

Следует также отметить, что при отключении блоков встречаются дополнительные отрицательные явления, связанные с прохождением переходных режимов (пусковые операции), а также с увеличением числа выполняемых автоматических или ручных операций, каждая из которых имеет вероятность отказа (или ошибочных действий).

Задача 6.5. Выяснить, целесообразно ли в период ночного провала графика нагрузки отключение блока 300 МВт, который несет половинную нагрузку 150 МВт, или оставление его в работе и взамен этого отключение теплофикационных турбин Т-100, Т-50, ПТ-50 и др., работающих по тепловому графику, также на общую мощность 150 МВт. Продолжительность простоя турбины принять $\tau = 8$ ч. Принять по [22] удельный расход топлива на теплофикационную выработку $b_{ТЭЦ}^{\text{сп}} = 0,170$ кг/(кВт·ч) на ТЭЦ.

Решение. При отключении блока 300 МВт дополнительный расход топлива на пусковые операции по (6.1) составит:

$$\Delta B = (a + k\tau) 10^3 n = (55 + 1,8 \cdot 8) \cdot 10^3 \cdot 1 = 69,4 \cdot 10^3 \text{ кг.}$$

При отключении теплофикационных турбин дополнительный расход топлива будет определяться замещением теплофикационной выработки турбиной К-300-240, работающей при частичной нагрузке. Удельный расход по (6.2) равен $b_1 = 0,324 \cdot 2^{0,68} = 0,338$ кг/(кВт·ч).

Дополнительный расход топлива

$$\Delta B = 150 \cdot 8 \cdot [0,338 - 0,170] = 201,6 \cdot 10^3 \text{ кг.}$$

Отключение блока оказывается предпочтительнее. Кроме того, чтобы стало возможным отключение турбин на ТЭЦ, необходимы дополнительные затраты для обеспечения отпуска теплоты.

Задача 6.6. Оценить рентабельность отключения турбин ТЭЦ в часы ночного провала графика электрической нагрузки в сравнении со снижением нагрузки АЭС. Принять согласно [22] стоимость органического топлива 35 руб/т и долю топливной составляющей в замыкающих затратах на АЭС 3—4 руб/МВт; дополнительные капитальные затраты на ТЭЦ принять в размере 20 руб на 1 кВт теплофикационной мощности.

Удельный расход топлива на ТЭЦ $b_{\text{ТЭЦ}}^{\text{топл}} = 0,170$ кг/(кВт·ч) Число

часов простоя турбин ТЭЦ в отопительный сезон принять равным 2300 ч (ночные провалы электрического графика и выходные дни).

Решение. Снижение затрат на ТЭЦ при отключении теплофикационных отборов, отнесенных на 1 кВт·ч, составит, руб/(МВт·ч)

$$\Delta C = C_{\text{г}} b_{\text{ТЭЦ}}^{\text{топл}} - \frac{K_{\text{доп}} (P_{\text{а}} + P_{\text{н}}) 10^3}{\tau},$$

где $P_{\text{а}}$ — доля отчисления на амортизацию и текущий ремонт $P_{\text{а}} = 0,10$; $P_{\text{н}}$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных затрат, $P_{\text{н}} = 0,12$; τ — число часов отключения турбин ТЭЦ.

Подставляя известные данные, получаем:

$$\Delta C = 35 \cdot 0,170 - \frac{20 \cdot 0,22 \cdot 10^3}{2300} = 4,04 \text{ руб/(МВт·ч).}$$

Сопоставляя со стоимостью топливной составляющей энергии, вырабатываемой на АЭС, видим, что при числе часов отключения турбин ТЭЦ $\tau = 2300$ использование ТЭЦ для участия в регулировании графика нагрузки в часы провала графика может оказаться несколько выгоднее, чем снижение нагрузки АЭС. При этом, однако, не учитываются снижение надежности работы турбин ТЭЦ и увеличение затрат на эксплуатацию ТЭЦ. Результаты могут быть иными при других соотношениях цен на топливо, расходуемое на ТЭЦ, и топливной составляющей на АЭС.

6.2. Прохождение максимума и ночного провала графика нагрузки

Одним из мероприятий, направленных на создание резерва мощности, является изготовление оборудования, обеспечивающего форсированный режим, т. е. выработку дополнительной мощности сверх расчетной экономической. Форсировка котла, выработка дополнительного количества пара в часы пиковых нагрузок — достигаются без больших дополнительных капитальных затрат, в частности без дополнительных затрат на сооружение и оборудование топливоподдачи, здания электростанции, водоснабжения, золоудаления, дымовой трубы.

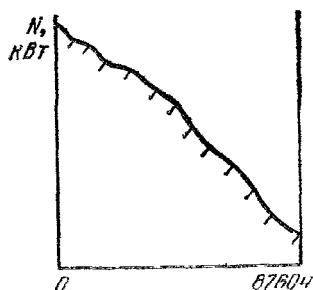


Рис. 6.4. Годовой график нагрузки турбин 300 МВт Киришской ГРЭС [8]

Некоторые типы современных котлов допускают перегрузку до 5—8% их номинальной производительности, причем дальнейшая возможность перегрузки ограничивается иногда лишь распадаемым напором тягодутьевых устройств.

Одним из путей форсировки котла является отключение ПВД, что приводит к снижению питательной воды $t_{пв}$. Расход пара при этом не увеличивается и изменения в конструкции турбины минимальные, необходимо лишь обеспечить пропускную способность ЧСД и запас мощности генератора. Второй путь форсировки — увеличение расхода пара на турбину, что потребует резерва пропускной способности ЧВД.

Задача 6.7. При специальном проектировании блоков с форсировкой вводится понятие экономической мощности агрегата $N_{эк}$, т. е. при режиме максимального КПД, и номинальной N_n или максимальной мощности, т. е. мощности при форсированном режиме

Для оценки перспективного режима работы блоков 300 МВт прототипом можно считать график, приведенный в [25] для Киришской ГРЭС (рис. 6.4), для которого коэффициент использования установленной мощности 0,55 и коэффициент рабочего времени 0,78. На основании годового графика нагрузки (рис. 6.4) определить, какое оптимальное отношение $N_{эк}/N_n = \varphi_{эк}$ желательно для блока 300 МВт. Принять что годовое отношение (по рис. 6.4) можно представить в виде ступенчатого с относительной нагрузкой

$$\gamma_1 = \frac{N_{i1}}{N_{\max}} = 0,4 \text{ при } n_1 = 2500; \quad \gamma_2 = \frac{N_{i2}}{N_{\max}} = 0,6 \text{ при } n_2 = 1500$$

$$\gamma_3 = \frac{N_{i3}}{N_{\max}} = 0,8 \text{ при } n_3 = 1200 \text{ и } \gamma_4 = \frac{N_{i4}}{N_{\max}} = 1,0 \text{ при } n_4 = 1700 \text{ ч.}$$

-Средняя относительная нагрузка за рабочее время

$$\gamma_{\text{ср}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{N_{\text{макс}} \Sigma n_i} = 0,66.$$

Показатели принятого графика:

$$\text{коэффициент рабочего времени } E_{\text{год}} = \frac{\sum_{i=1}^z n_i}{8760} = 0,79;$$

коэффициент использования установленной мощности

$$g_{\text{уст}} = \frac{\mathcal{E}_r}{N_{\text{уст}} \cdot 8760} = \gamma_{\text{ср}} E_{\text{год}} = 0,52.$$

Решение. Воспользуемся для решения графиком относительного приращения удельного расхода топлива при отклонении мощности от ее экономического значения, представленным на рис. 6.5 [2, 13], при по-

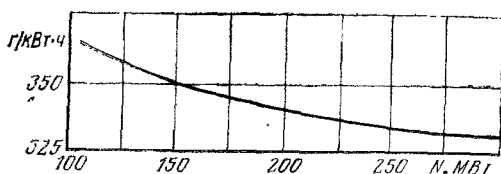


Рис. 6.5. График изменения удельного расхода топлива при частичной нагрузке для блока 300 МВт [2, 13]

стоянном давлении свежего пара. Эта зависимость в аналитической форме приближенно выражается [2] в виде

$$\frac{\Delta b}{b_{\text{эк}}} = c (1 - f)^k, \quad (6.4)$$

где $f = N_i / N_{\text{эк}}$.

Выражение (6.3) при $f \geq 0,80$, $c \approx 0,3$ и $k=2$ приводит к значениям примерно таким же, что и (6.2), если в (6.2) под N_0 понимать $N_{\text{эк}}$.

Величину f в дальнейшем удобнее представить в функции $\varphi_{\text{эк}}$, умножив и разделив его на $N_{\text{макс}}$, получим:

$$f_i = \frac{N_i}{N_{\text{эк}}} \frac{N_{\text{макс}}}{N_{\text{макс}}} = \frac{\gamma_i}{\varphi_{\text{эк}}}, \quad (6.5)$$

где γ_i — доля текущей нагрузки от максимальной.

Составим теперь выражение для годового расхода топлива

$$B_{\text{год}} = \sum_{i=1}^z (b_s + \Delta b_i) N_{si} n_i = b_s N_s \sum_{i=1}^z \left[1 + c \left(1 - \frac{\gamma_i}{\varphi_{\text{эк}}} \right)^2 \right]. \quad (6.6)$$

Из (6.5) можно определить $\varphi_{\text{ЭК}}$, для чего нужно взять производную $B_{\text{год}}$ по $\varphi_{\text{ЭК}}$ и, приравняв ее нулю, получить искомое решение для $\varphi_{\text{ЭК}}^{\text{опт}}$

$$\frac{\partial B}{\partial \varphi_{\text{ЭК}}} = b_5 N \left[c_1 \gamma_1 n_1 \left(-\frac{\gamma_1}{\varphi_{\text{ЭК}}^2} + \frac{\gamma_1^2}{\varphi_{\text{ЭК}}^3} \right) + \right. \\ \left. + c_2 \gamma_2 n_2 \left(-\frac{\gamma_2}{\varphi_{\text{ЭК}}^2} + \frac{\gamma_2^2}{\varphi_{\text{ЭК}}^3} \right) + \dots \right] = 0,$$

откуда искомое решение имеет вид:

$$\varphi_{\text{ЭК}}^{\text{опт}} = \frac{\gamma_1^3 c_1 n_1 + \gamma_2^3 c_2 n_2 + \gamma_3^3 c_3 n_3 + \gamma_4^3 c_4 n_4}{\gamma_1^2 c_1 n_1 + \gamma_2^2 c_2 n_2 + \gamma_3^2 c_3 n_3 + \gamma_4^2 c_4 n_4}. \quad (6.7)$$

Принимая $c = \text{const}$ для заданных значений γ и n , получим $\varphi_{\text{ЭК}} = 0,82$

Задача 6.7 составлена аналогично примеру, приведенному в [2].

Задача 6.8. Определить относительную экономию топлива при выполнении блока с $N_{\text{ЭК}} = 0,82 N_{\text{н}}$ для условий задачи 6.7.

Решение. Для определения относительной экономии в расходе топлива рассчитать расход для исходной установки из условия $\varphi_{\text{ЭК}} = 1$ по (6.6).

Примем $c = 0,3$; $b_a = 0,324$ кг/(кВт·ч) и для $\varphi_{\text{ЭК}} = 1,0$ получим:

$$B' = 0,324 \cdot 300 (1 + 0,3 \cdot 0,6^2) 0,4 \cdot 2500 + (1 + 0,3 \cdot 0,4^2) 0,6 \cdot 1500 + \\ + (1 + 0,3 \cdot 0,2^2) 0,8 \cdot 1200 + 1,0 \cdot 1700 = 0,324 \cdot 300 (1108 + 943,2 + \\ + 971,5 + 1700) = 459\,046 \text{ т/год.}$$

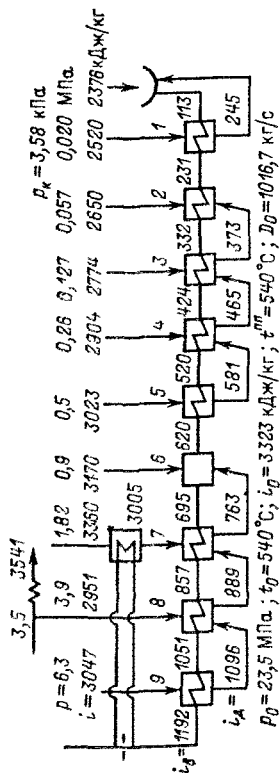
Расход топлива при $\varphi_{\text{ЭК}} = 0,82$ составит:

$$B'' = 0,324 \cdot 300 \left\{ \left[1 + 0,3 \left(1 - \frac{0,4}{0,82} \right)^2 \right] 0,4 \cdot 2500 + \right. \\ \left. + \left[1 + 0,3 \left(1 - \frac{0,6}{0,82} \right)^2 \right] 0,6 \cdot 1500 + \right. \\ \left. + \left[1 + 0,3 \left(1 - \frac{0,8}{0,82} \right)^2 \right] 0,8 \cdot 1200 + \right. \\ \left. + \left[1 + 0,3 \left(1 - \frac{1}{0,82} \right)^2 \right] 1,0 \cdot 1700 \right\} = 0,324 \times \\ \times 300 \{1079 + 919 + 960 + 1724\} = 455\,100 \text{ т/год.}$$

Экономия топлива составляет:

$$\Delta B = 3946 \text{ т/год или } \sim 0,86\%.$$

Этот результат может служить важным основанием для проведения подробных технико-экономических расчетов по выявлению эффективности создания агрегатов с экономической мощностью ниже максимальной на 15—18%. При этом маркировка агрегатов должна быть по максимальной расчетной мощности.



$1-e$	Δi_g	$e \Delta i_g$	ξ
$1 - e_1 = \frac{2376 - 113}{2520 - 113} = 0,9402$	113	7,06	0,129
$1 - e_2 = \frac{2376 - 231 + 7,06}{2650 - 231} = 0,8896$	101	11,15	0,237
$1 - e_3 = \frac{2650 - 373}{2774 - 373} = 0,8437$	92	14,38	0,336
$1 - e_4 = \frac{2774 - 465}{2904 - 465} = 0,7987$	96	19,32	0,433

$1-e$	Δf_s	$e \Delta f_p$	ξ
$1-e_1 = (1-e_4) \frac{2904-581}{3023-581} = 0,7598$	100	$\frac{24,02}{75,93}$	0,516
$1-e_2 = \frac{2376-620+75,93}{3170-620} = 0,7184$	75	21,12	0,606
$1-e_3 = (1-e_4) \frac{3170-763}{3005-763} - \frac{(1-\eta)355}{2242} = 0,6129 + 0,1583\eta$	162	62,71—25,64 η	0,674
$1-e_4 = (1-e_7) \frac{3005-889}{2951-889} - \frac{(1-\eta)(590-355)}{2062} =$ $= 0,5150 + 0,2764\eta$	194	94,09—53,62 η	0,767
$1-e_5 = (1-e_8) \frac{2951-1096}{3047-1096} = 0,4896 + 0,2628\eta$	141	$\frac{71,97-37,05\eta}{325,82-116,31\eta}$	0,835

$$\eta = \frac{3323+590-2376-325,82}{3323+580-1192-116,31} = \frac{1211,18}{2604,69} = 0,4650$$

$$1-e_7 = 0,6865; \quad 1-e_8 = 0,6435, \quad 1-e_9 = 0,6118$$

При уменьшении числа часов пиковой нагрузки эффективность блоков, рассчитанных на перегрузочный режим, возрастает.

Задача 6.9. В целях получения пиковой мощности для блока К-1200-240 Костромской ГРЭС предусмотрена возможность отключения ПВД № 9 и 8. Рассчитать приращение мощности блока при отключении ПВД при неизменных расходе пара D_0 и расходе охлаждающей воды в конденсатор $G_{\text{ц}}$.

Параметры тепловой схемы и расход свежего пара, а также расчет коэффициентов изменения мощности приведены в табл. 6.3.

Решение. На рис. 6.6 приведен процесс расширения пара в турбине К-1200-240 при номинальном режиме и при отключении ПВД № 9, 8 и 7. Количество дополнительного пара, поступающее в ЧСД, составляет $\sim 20\%$ от исходного, поэтому давление пара при входе в ЧСД возросло от 3,5 до 4,2 МПа. Линия процесса расширения в i, s -диаграмме для проточной части ЧСД и ЧНД проведена, начиная от состояния пара перед ЧСД, эквивалентно таковой для номинального режима, что для рассматриваемой задачи с достаточным приближением отражает реальную картину. Из рис. 6.6 следует, что энтальпии пара в отборах ЧСД и ЧНД изменяются мало.

Давление в конденсаторе при $G_{\text{ц}} = \text{const}$ повысилось, его новое значение найдено по характеристике конденсатора. Конечное состояние пара на рис. 6.6 указано с учетом выходных потерь. Как и в отборах, энтальпии заторможенного потока пара мало отличаются, т. е. можно принять $i_{\text{к}} = \text{const}$.

Таким образом, используемый в турбине теплоперепад заметно изменяется лишь в ЧВД на $i_x - i'_x = \delta i_x$ и относительно меньше в ЧСД на $i'_y - i_y = \delta i_y$, в общей сумме на

$$\delta i^{\text{пн}} = (i'_y - i_y) - (i'_x - i_x) = -\delta i_x + \delta i_y.$$

Для решения задачи воспользуемся выражением мощности, вытекающим из (2.28),

$$N = D_0 [i_0 + \Delta i^{\text{пн}} - i_{\text{к}} - A].$$

Для измененного состояния получим:

$$N' = D_0 [i_0 + \Delta i^{\text{пн}} + \delta i^{\text{пн}} - i'_{\text{к}} - A'],$$

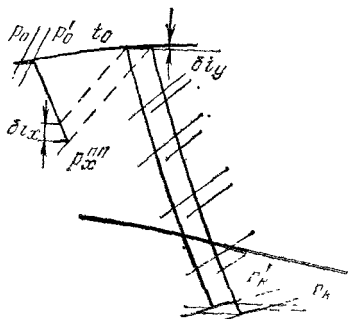


Рис. 6.6. Изображение процесса расширения пара в i, s -диаграмме для турбины типа К-1200-240 при номинальном режиме и при отключении ПВД

где

$$A = \sum_1^7 e \Delta i_{\text{в}} + \sum_8^9 \alpha \Delta i_{\text{в}}; \quad A' = \sum_1^7 e' \Delta i'_{\text{в}}.$$

Составляя разность $N' - N$, будем иметь:

$$\Delta N = D_0 \left[-(\delta i_x - \delta i_y) + \sum_7^9 \alpha \Delta i_{\text{в}} - \sum_1^7 (e' \Delta i'_{\text{в}} - e \Delta i_{\text{в}}) \right]. \quad (6.8)$$

Значения e при переменных режимах, как показали расчеты [40], изменяются мало. Так же незначительно изменяются и приращения энтальпий воды в подогревателях с первого по седьмой. Поэтому третье слагаемое в квадратных скобках (6.7) можно не принимать во внимание, и его величина, как показано в [58] для аналогичных условий, составляет около 2% от суммы двух других.

В результате нахождения δi_x и δi_y по диаграмме i, s , используя данные табл. 6.3, находим:

$$\Delta N = 1016,7[-38 + 6 + (71,97 + 94,09 + 47,23)] = 184\,317 \text{ кВт}.$$

Для ступени № 7 учтено повышение энтальпии воды в питательном насосе, т. е. $\alpha_7 \Delta i'_{\text{в}7} = \alpha_7(162 - 40) = 47,23 \text{ кДж/кг}$.

Задача 6.10. Определить удельный расход теплоты на пиковую выработку энергии для блока К-1200 по данным задачи 6.9.

Решение. Если не принимать в расчет некоторое повышение энтальпии воды за ПНД № 6 из-за повышения давления пара в отборе, энтальпия питательной воды, поступающей в котел, при отключении ПВД № 7, 8, 9 с учетом приращения энтальпии в питательном насосе составит 735 кДж/кг.

Расход теплоты на 1 кг свежего пара, включая и промперегрев, составят:

$$i_0 + \Delta i^{\text{пп}} + \delta i^{\text{пп}} - i_{\text{п.в}} = 3323 + 558 - 735 = 3146 \text{ кДж/кг}.$$

Расход теплоты, отнесенный на 1 кг свежего пара в исходной схеме, по табл. 6.3 равен 2611 кДж/кг. Приращение расхода теплоты $\Delta Q_0 = 3146 - 2611 = 535 \text{ кДж/кг}$.

Внутренний абсолютный КПД по дополнительной пиковой выработке

$$\eta_{\Delta} = \frac{184\,317}{1016,7 \cdot 535} = 0,3388.$$

Удельный расход условного топлива на пиковую выработку

$$b_{\text{пик}} = \frac{3600}{\eta_{\Delta} \eta_{\text{жу}} \eta_{\text{г.п}} (1 - \varepsilon_{\text{с.н}}) 29\,300 \cdot \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} =$$

$$= \frac{3600}{0,3388 \cdot 0,90 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 29\,300 \cdot 0,995 \cdot 0,99} = 0,430 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)},$$

что примерно совпадает с удельным расходом для установки ГТ-100-750-2, для которой $b=0,438$ кг/(кВт·ч) [36].

Топливная составляющая в стоимости пиковой выработки, полученной за счет отключения ПВД, значительно выше, чем для нормального режима. Снижение стоимости пиковой энергии при отключении ПВД может быть достигнуто установкой ГТУ с утилизацией выхлопных газов для подогрева питательной воды (см. задачу 6.11).

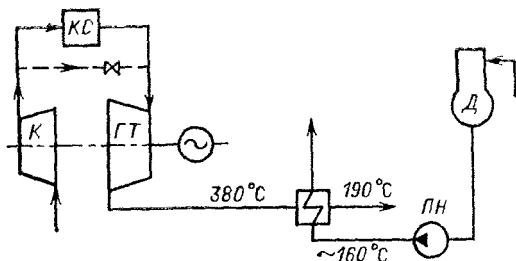


Рис. 6.7. Схема включения ГТУ (к задаче 6.11):

К — компрессор; ГТ — газовая турбина; КС — камера сгорания; ПН — питательный насос; Д — деаэратор

Задача 6.11. Для турбоустановки К-1200-240, рассмотренной в задачах 6.9, 6.10, рассчитать, сколько следовало бы установить газовых турбоустановок ГТ-100-750, чтобы за счет теплоты выхлопных газов ГТУ подогревать питательную воду взамен ПВД. Выбрать число ГТУ. Рассчитать суммарную пиковую мощность, получаемую в турбоустановке и в ГТУ. Рассчитать удельный расход топлива на пиковую электроэнергию. Для ГТУ принять газ Саратовского месторождения; $\eta_{\text{г}}=0,29$; при решении использовать тепловую диаграмму, приведенную в [51] и на рис. 6.8.

Решение. Температура газов за ГТУ при номинальной мощности [47] составляет 370—380 °С, что позволяет подогреть питательную воду до температуры ~265 °С, как и в системе регенерации К-1200-240. Температуру газов за утилизаторами теплоты примем на 30 °С выше температуры входящей воды (рис. 6.7), что составит 190 °С. Найдем количество теплоты, которое требуется передать от газа к воде

$$\begin{aligned}\Delta Q_{\text{п.в}} &= W_{\text{п.в}} (i_{\text{п.в}} - i_{\text{м.в}}) = \\ &= 1016,7 (1195 - 735) = \\ &= 467\,682 \text{ кВт.}\end{aligned}$$

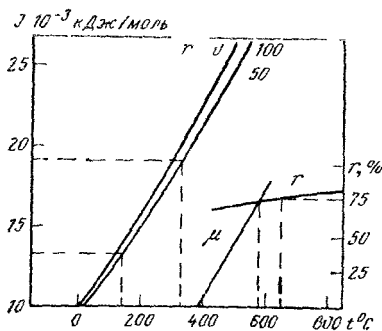


Рис. 6.8. Тепловая диаграмма для газа Саратовского месторождения [51]

От одной установки ГТ-100-750 отводится теплоты

$$Q_{\text{вых}} = \frac{100\,000 (1 - \eta_l)}{\eta_l} = \frac{100\,000}{0,28} (1 - 0,28) = 257\,143 \text{ кВт.}$$

Энтальпию газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=7$ находим по тепловой диаграмме (рис. 6.8). Для $t_{y,x}=380^\circ\text{C}$ $I_{380}=19,2$ МДж/моль, то же при $t_{yx}=190^\circ\text{C}$, $I_{190}=13,4$ МДж/моль. Располагаемое количество теплоты газов для подогрева воды от установки ГТ-100-750-2

$$\Delta Q_{\text{расп}} = \eta_{\text{ут}} \left(1 - \frac{I_{190}}{I_{380}} \right) Q_{\text{вых}} = 0,97 \left(1 - \frac{13,4}{19,2} \right) 257\,143 = 75\,300 \text{ кВт.}$$

Определим, сколько нужно было бы установить ГТУ, чтобы обогреть нагрев питательной воды до 265°C :

$$z = \frac{\Delta Q_{\text{п.в}}}{\Delta Q_{\text{расп}}} = \frac{467\,682}{75\,300} = 6,2 \approx 6.$$

Ограничимся установкой трех ГТУ и определим, какое количество теплоты компенсируется выхлопными газами:

$$\Delta Q_{\text{п.в}} = 3 \cdot 75\,300 = 225\,300 \text{ кВт.}$$

$$\text{Нагрев воды за счет трех ГТУ составит } \delta i_{\text{в}} = \frac{225\,300}{1016,7} = 222 \text{ кДж/кг.}$$

Это приведет к снижению удельного расхода топлива на 1 кВт·ч пиковой энергии в турбинной установке. Вместо 0,430 кг/(кВт·ч), как было в задаче 6.10, удельный расход топлива на пиковую мощность в турбинной установке составил бы

$$b_{\text{пик}}^{\text{ГТ}} = 0,430 \frac{(535 - 222)}{535} = 0,250 \text{ кг/(кВт·ч).}$$

Суммарная пиковая мощность при трех ГТУ и отключении трех ПВД будет

$$N_{\text{пик}}^{\Sigma} = (3 \cdot 100\,000) + 184\,317 = 484\,317 \text{ кВт}$$

или более 30% мощности блока. Доля ГТУ $\varphi = \frac{300\,000}{484\,307} = 0,62$.

Удельный расход топлива на установку ГТ-100-750 $b_{\text{ГТ}} = 0,438$ кг/(кВт·ч) [36]. Общий удельный расход топлива при пиковой выработке будет:

$$b_{\text{пик}}^{\text{общ}} = 0,438 \cdot 0,62 + 0,250 \cdot 0,38 = 0,366 \text{ кг/(кВт·ч),}$$

что существенно ниже расхода топлива на пиковую мощность при получении ее от ГТУ или пиковых турбинных установок.

Таким образом, выработка пиковой мощности на ГТУ и отключение ПВД представляет большой практический интерес. Эффективность

этого направления в развитии энергетики будет расти с повышением КПД газовых турбин. Ограничением широкого использования принципа пиковых ГТУ может быть иногда большое расстояние ГРЭС от центров электропотребления, что приведет к значительным потерям электроэнергии в линиях электропередач и затратам на сооружение ЛЭП.

Задача 6.12. Рассмотреть эффективность применения ГТУ на ТЭЦ для получения пиковой мощности с использованием теплоты выхлопных газов для подогрева сетевой воды.

Решение. За счет теплоты выхлопных газов ГТУ на ТЭЦ можно частично вытеснить работу пиковых котлов, а также и теплофикационных отборов. В первом случае эффективность ГТУ не зависит от типов применяемого на ТЭЦ оборудования. Во втором случае вытесняемый расход пара направляется в ЧНД турбины, что позволяет получить пиковую мощность турбины.

Рассмотрим *первый случай*. Пусть за счет теплоты выхлопных газов уменьшается расход топлива на пиковые котлы. Принимая, как в задаче 6.11, использование теплоты газов в количестве 753 000 кВт от одной турбоустановки ГТ-100-750 для подогрева воды, получим сокращение расхода топлива, отнесенное на одну ГТУ-100

$$\Delta B_{\text{экон}} = \frac{75300 \cdot 3600}{0,9 \cdot 29300} = 10250 \text{ кг/ч}$$

КПД котла принят равным 0,9. Удельный расход топлива на 1 кВт·ч пиковой выработки

$$b_{\text{пик}} = 0,438 - \frac{10280}{100000} = 0,335 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

При более глубоком охлаждении газов от ГТУ можно получить и большую экономию топлива, но при этом необходимо учитывать и неизбежное повышение давления газов на ГТУ, что приводит к снижению ее мощности.

Рассмотрим *второй случай*. Пусть за счет теплоты выхлопных газов уменьшается расход теплоты из теплофикационных отборов турбин

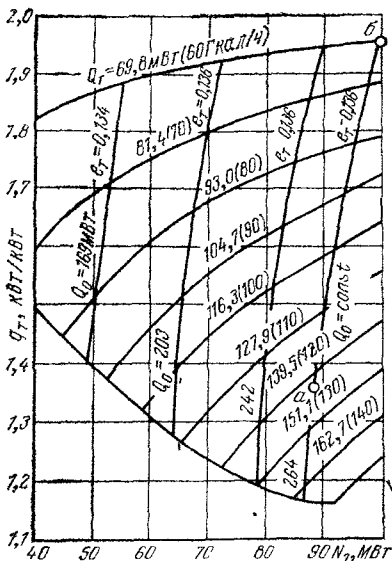


Рис 69 Удельный расход теплоты при различных режимах работы турбины Т-100-130 (давление верхнего отбора $p_{т.в} = 0,118$ МПа)

Т-100. Для решения этой задачи воспользуемся нормативными графиками удельного расхода теплоты на 1 кВт·ч, приведенными в [15]. Для примера такой график с нанесенными на нем дополнительными линиями $Q_0 = \text{const}$ изображен на рис. 6.9 [49].

Пусть при электрической нагрузке 88 МВт мощность тепловой потребления Q_T составляет 145 МВт (точка а на рис. 6.9). Уменьшение Q_T до 70 МВт при условии $Q_0 = \text{const}$ (точка б, рис. 6.9) приводит к увеличению электрической мощности турбины на 12 МВт. Если уменьшение отпуска теплоты в размере 75 МВт от турбины Т-100 вызвано использованием теплоты выхлопных газов от одной из турбин ГТ-100-750 при ее работе с нагрузкой 100 МВт в течение 1 ч при охлаждении газа до 190 °С, то суммарная пиковая выработка составит $100 + 12 = 112$ МВт·ч. Удельный расход теплоты на пиковую выработку будет:

$$b_{\text{пик}} = \frac{0,438 \cdot 100\,000}{112\,000} = 0,391 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

Таким образом, диапазон изменения удельного расхода теплоты на пиковую выработку при установке ГТУ в схеме ТЭЦ широк — от 0,335 до 0,391 кг/(кВт·ч). Можно ожидать, что это направление получения пиковой мощности будет использовано, хотя достижение наименьших удельных расходов ограничено лишь зимним периодом.

Для снижения удельных затрат на пиковую мощность необходимо изыскивать такие пути использования теплоты выхлопных газов, когда за счет этого не происходит вытеснения выработки энергии на тепловом потреблении.

Задача 6.13. В [22] отмечено, что установка газовых турбин для получения дешевой пиковой мощности при некоторых условиях может оказаться более выгодной в сравнении с сооружением гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС). Рассмотреть вопрос об эффективности установки пиковых газовых турбин на ТЭЦ в сравнении с ГАЭС при условии, что зарядка (подача воды в аккумулятор) происходит в ночные часы за счет теплофикационной выработки. В противном случае пришлось бы передавать тепловую нагрузку отборов ТЭЦ на пиковые или энергетические котлы. Сравнение эффективности выполнить по расчетным затратам. Принять по [22] удельную стоимость сооружения $k_{\text{ГАЭС}} = 170$ руб/кВт, удельную стоимость ГТУ на ТЭЦ $k_{\text{ГТУ}} = 72$ руб/кВт. Мощность, потребляемая насосами ГАЭС, на 20% больше мощности турбинной установки. Итоговый $\eta_{\text{ГАЭС}} = 0,7$.

Дополнительные затраты на ТЭЦ для использования теплоты от ГТУ $\Delta k_{\text{ГТ}} = 10$ руб/кВт. Постоянную часть приведенных затрат с учетом нормативного коэффициента принять: по ГАЭС $З_{\text{пост}}^{\text{ГАЭС}} = 0,143$ К; по ГТУ и дополнительным затратам ТЭЦ $З_{\text{пост}}^{\text{ТЭЦ}} = 0,25$ К.

Прирост расхода топлива на пиковую мощность, вырабатываемую на ТЭЦ, рассмотреть в пределах значений, полученных в задаче 6.12,

т. е. от 0,335 до 0,391 кг/(кВт·ч). Удельный расход топлива на теплофикационную выработку принять 0,170 кг/(кВт·ч). Цена топлива, расходуемого на ТЭЦ, $C=35$ руб/т., число часов работы $z_{\text{ГАЭС}}=1000$ ч/год.

Решение. Расчетные затраты на 1 кВт·ч при сооружении ГАЭС составят:

$$\begin{aligned} Z_1 &= b_{\text{ТЭЦ}} \frac{1}{\eta_{\text{ГАЭС}}} C + \frac{0,143}{z_{\text{ГАЭС}}} k_{\text{ГАЭС}} = \\ &= 0,170 \frac{1}{0,7} 35 \cdot 10^{-3} + 0,143 \frac{170}{1000} = 0,0085 + 0,0243 = \\ &= 0,0328 \text{ руб/ (кВт·ч)} \end{aligned}$$

То же при установке на ТЭЦ и при

$$b_{\text{ТЭЦ}}^{\text{лик}} = 0,335 \text{ кг/ (кВт·ч)},$$

$$\begin{aligned} Z_2 &= 0,335 \cdot 35 \cdot 10^{-2} + \frac{0,25}{1000} (72 + 10) = 0,0137 + \\ &+ 0,0205 = 0,0342 \text{ руб/ (кВт·ч)}. \end{aligned}$$

Полученный результат дает основание для дальнейшего исследования возможности получения наиболее дешевой пиковой мощности. При установке ГТУ на ТЭЦ такие возможности ограничены лишь условием, что ГТУ не снижает теплофикационной мощности турбин.

Конкурирующим вариантом может быть установка ГТУ на ГРЭС (задача 6.11); ГТУ с утилизацией теплоты выхлопных газов для целей агротеплофикации (теплицы, оранжереи, открытый грунт и др.); ГТУ с тепловым аккумулятором.

6.3. Энергетические характеристики теплофикационных турбоагрегатов

Задача 6.14. На рис. 6.10 изображена диаграмма режимов (паровая или расходная энергетическая характеристика) для турбины ПТ-60-130/13. Определить расход пара на турбину при $N_s=50$ МВт, $D_n=25$ кг/с и $D_t=20$ кг/с.

Ответ. $D_0=76$ кг/с.

Задача 6.15. Пользуясь тепловой энергетической характеристикой для турбины ПТ-60-130/13, приведенной в табл. 8п, определить мощность, вырабатываемую на тепловом потреблении при отпуске теплоты $Q_{\text{т}}^{\text{п}}=74,2$ МВт, $Q_{\text{т}}^{\text{от}}=46,5$ МВт, как в задаче 5.4. Давление теплофикационного отбора $p_{\text{т}}=0,191$ МПа и производственного $p_{\text{п}}=1,275$ МПа.

Решение. Приводим тепловую энергетическую характеристику по табл. 8п:

$$\begin{aligned} N_{\text{т}} &= 0,528 Q_{\text{т}}^{\text{от}} \alpha + 0,305 Q_{\text{т}}^{\text{п}} \beta - \left(9,9 - \frac{Q_{\text{т}}^{\text{от}}}{20,9} \right), \quad (6.9) \\ \alpha &= \left(\frac{0,118}{p_{\text{т}}} \right)^{0,14}, \quad \beta = \left(\frac{1,275}{p_{\text{п}}} \right)^{0,34}. \end{aligned}$$

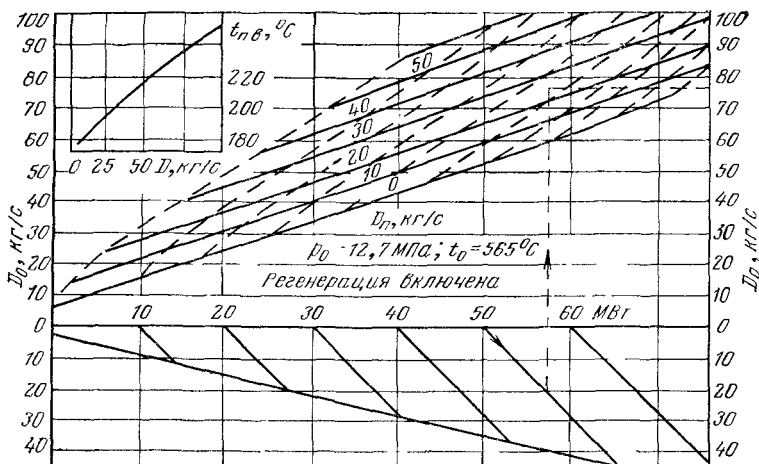


Рис. 6.10. Диаграмма режимов для турбины типа ПТ-60-130-13

Находим $\alpha = \left(\frac{0,118}{0,191} \right)^{0,14} = 0,935$; $\beta = 1$.

Подставляя известные величины в выражение для N_T , получаем:

$$N_T = 0,528 \cdot 46,5 \cdot 0,935 + 0,305 \cdot 74,2 \cdot 1,0 - \left(9,9 - \frac{46,5}{20,9} \right) = 37,9 \text{ МВт.}$$

Получено то же, что и в задаче 5.4.

Задача 6.16. Пользуясь характеристикой (6.9) рассчитать, насколько изменится теплофикационная выработка при снижении давления в теплофикационном отборе от 0,191 МПа до 0,118 МПа при $p_H = 1,275$ МПа.

Ответ. $\Delta N_T = 1,6$ МВт.

6.4. Расчет тепловой схемы при частичной нагрузке

В приведенных ниже трех задачах нашли отражение некоторые особенности построения процесса расширения пара при режиме работы с пониженной нагрузкой, показана процедура определения энтальпий воды за подогревателями, в которой важную роль играет изменение недогрева θ , приведен пример использования характеристики конденсатора.

Задача 6.17. Построить процесс расширения пара в i, s -диаграмме для турбины К-300-240 при $p_0 = \text{const}$ и при скользящем давлении p_0 для режима работы при $D'_0 = 0,6 D_0$. Схема турбоустановки представ-

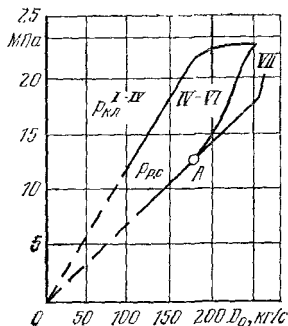


Рис. 6.11. Диаграмма па- рораспределения ЦВД

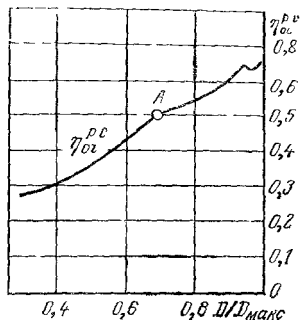


Рис. 6.12. Зависимость $\eta^{p.c}$ от нагрузки турбины

лена на рис. 1.18, исходные данные — по задаче 1.27. Принять неизменным расход циркуляционной воды.

Решение. Расход свежего пара $D'_0 = 0,6D_0 = 0,6 \cdot 245 = 147$ кг/с. Давление пара за ЧВД $p_x = 0,6 \cdot 3,9 = 2,34$ МПа. То же перед ЧСД; $p_y = 0,6 \cdot 3,47 = 2,08$ МПа. То же — с учетом дросселирования; $p'_y = 2,08 \times 0,98 = 2,04$ МПа.

Давление за регулирующей ступенью при $p_0 = \text{const}$ находится по рис. 6.11 [53]. $p''_{p.c} = 10$ МПа, то же перед регулирующей ступенью — 17 МПа. Энтальпия пара перед регулирующей ступенью $i_0 = 3386$ кДж/кг. Адиабатический теплоперепад в регулирующей ступени $H^{p.c}_a = 158$ кДж/кг. КПД регулирующей ступени по приближенной оценке $\eta^{p.c}_{oi} = 0,64 \frac{D'_0}{D_0} = 0,38$. Более точное значение $\eta^{p.c}_{oi}$ находится

по ее характеристике. Пример характеристики показан на рис. 6.12. И использованный теплоперепад $H^{p.c}_i = 60$ кДж/кг. Энтальпия пара за регулирующей ступенью $i''_{p.c} = 3326$ кДж/кг. Найденная точка наносится в i, s -диаграмме (рис. 6.13), где построен процесс для исходного режима; от этой точки проводится прямая, параллельная линии исходного процесса, до пересечения с изобарой $p_x = 2,34$ МПа. Получена энтальпия пара $i_x = 3010$ кДж/кг. Энтальпия пара перед ЧСД при $p_y = 2,08$ МПа, $t_y = 565^\circ\text{C}$, $i_y = 3608$ кДж/кг. Давление пара за ЧСД $p''_{\text{ЧСД}} = 2,16 \cdot 0,6 = 1,3$ МПа.

Принимая в ЧСД такое же значение η_{oi} , как и при номинальном режиме ($\eta_{oi} = 0,904$), определяют энтальпию пара за ЧСД: $i_{\text{ЧСД}} = 3608 - \eta_{oi} H_a = 2893$ кДж/кг. Энтальпия перед ЧНД с учетом повышения ее за счет возврата пара из приводной турбины $i_{\text{ЧНД}} = 2899$ кДж/кг. КПД ЧНД по рис. 3п составляет 88,7%. Поправка на влажность по (1.35) при $p^*_k = 5,1$ МПа

$$0,87 \frac{H_i^{\text{вл}}}{H_i} y_{cp} = 0,87 \cdot 0,4 \cdot 3,5 = 1,2\%.$$

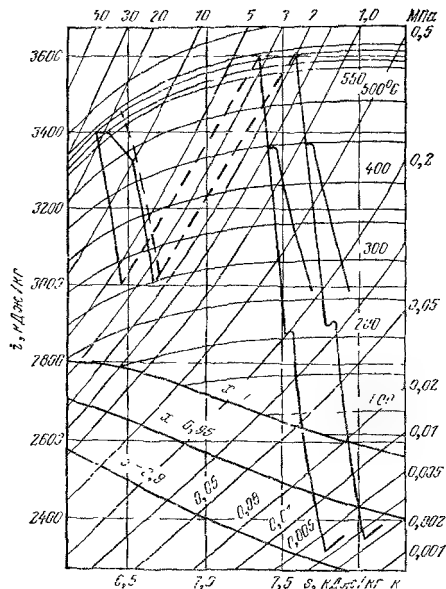


Рис. 6.13. Изображение процесса расширения пара в i, s -диаграмме для номинальной и частичной нагрузки турбины типа К-300-240

Значение $H^{пл}_i/H_i$ и $y_{сг}$ вначале оценивается приближенно, а затем уточняется. Энтальпия пара при $p'_k = 5,1$ кПа $i'_k = 2436,6$ кДж/кг. Давление пара в конденсаторе при $D'_0 = 0,6D_0$ находится по характеристике конденсатора (рис. 6.14) $p_k = 2,5$ кПа. Для расчета энтальпии пара при $p_k = 2,5$ кПа поправка по табл. 3п составляет $\Delta i_a = 80$ кДж/кг и $\Delta i_k = 0,92 \cdot 80 = 73,6$ кДж/кг. Энтальпия в выхлопе $i'_k = 2436,6 - 73,6 = 2363$ кДж/кг.

Выходные потери принимаются пропорциональными квадрату скорости сухого пара в выхлопе:

$$h'_{\text{вых}} = h_{\text{вых}} \left(\frac{D'_k}{D_k} - \frac{v'}{v} \frac{x'}{x} \right)^2 =$$

$$= 40 \left(0,6 - \frac{54,2}{40,6} \frac{0,93}{0,91} \right)^2 = 27 \text{ кДж/кг.}$$

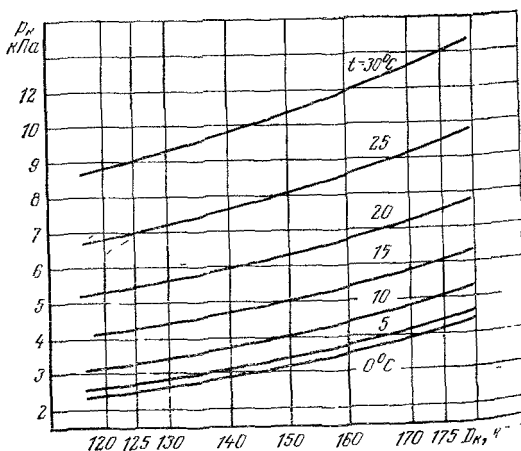


Рис. 6.14. Характеристика конденсатора турбины К-300-240 ЛМЗ

Энтальпия в конденсаторе $i_k=2390$ кДж/кг. Процесс расширения изображен на рис. 6.13.

Для режима скользящего давления по рис. 6.11 оценивается расход пара при полностью открытых четырех клапанах, что составляет 190 кг/с. При расходе пара 147 кг/с давление перед соплами

$$p'_{p.c} = 22 \frac{147}{190} = 17,0 \text{ МПа.}$$

На i, s -диаграмме наносится точка с параметрами $p=17,0$ МПа, $t_0=560^\circ\text{C}$, $i'_0=3455$ кДж/кг, строится процесс в регулирующей ступени до давления $p''_{p.c}=10$ МПа, такой же, как при $p_0=\text{const}$. Принять $\eta_{oi}^{p.c} = 0,65$.

От найденной точки состояния пара за регулирующей ступенью (РС) проводится прямая, параллельная линии процесса для исходного режима до пересечения с изобарой $p_x=2,34$ МПа, как показано на рис. 6.13. Получены энтальпия пара за ЧВД 3038 кДж/кг и увеличение использованного теплоперепада в ЧВД на 91 кДж/кг.

Задача 6.18. Определить параметры пара, дренажа и нагреваемой воды в системе регенеративного подогрева для условий задачи 6.17 при $p_0=\text{const}$.

У к а з а н и я. Недогрев воды в зоне конденсации пара в собственно подогревателе при частичной нагрузке можно оценивать по выражению, вытекающему из уравнения теплообмена [72]

$$\ln \frac{\Delta t + \vartheta}{\vartheta} = \frac{kF}{Gc_p}, \quad \vartheta = \frac{\Delta t}{e^{\frac{kF}{Gc_p}} - 1}. \quad (6.10)$$

Для практических расчетов принимают, что коэффициент теплопередачи k пропорционален водяному эквиваленту в степени 0,5. Принимая это соотношение из (6.10), получаем:

$$\ln \frac{\Delta t' + \vartheta'}{\vartheta'} = \left(\frac{G}{G'} \right)^{0.5} \ln \frac{\Delta t + \vartheta}{\vartheta}. \quad (6.11)$$

Подогрев воды можно оценить по снижению разности температур конденсации пара в смежных ступенях подогрева при пропорциональном снижении давлений в них, например при $p_{j+1}=2,0$ МПа и $p_j=1$ МПа имеем $\Delta t^n = t^n_{j+1} - t^n_j \approx 32^\circ\text{C}$; при $D'_0/D_0=0,6$ получим $p'_{j+1}=1,2$ МПа и $p'_j=0,6$ МПа, $\Delta t \approx 29^\circ\text{C}$. При $\Delta t' = \Delta t = 29^\circ\text{C}$ и $\vartheta=5^\circ\text{C}$, по (6.14), $\vartheta'=2,6^\circ\text{C}$. Получается снижение недогрева примерно в два раза, что и принято при составлении таблицы параметров воды (табл. 6.4).

Снижение подогрева в пароохладителе принято в пределах 10% учетом уменьшения доли расхода пара. В охладителях дренажа снижение недоохлаждения уменьшено в том же отношении, как и по-

Таблица 6.4. Параметры потоков пара и воды в тепловой схеме

Ступень подогрева	В отборе		В корпусе		Недогрев в ЦП δ , °C	Температура за ЦП t' , °C
	p , МПа	i , кДж/кг	p' , МПа	t^H , °C		
1	3,63	3095	3,27	239	2,5	236,5
2	2,34	3010	1,83	208	2,5	205,5
3	0,94	3374	0,85	173	2,5	170,5
ПН	—	—	—	—	—	—
4	0,623	3265	0,623	160,2	—	160,2
5	0,302	3085	0,270	130	2,5	127,5
6	0,141*	3014*	0,130	107,1	2,0	105,1
7	0,066	2742	0,050	81,3	1,5	79,8
8	0,010	2514	0,0093	44,0	1,5	42,5
К	0,0025	2390	0,0025	21,1	—	21,1

* В выхлопе приводной турбины.

** За точкой смешения.

*** В точке смешения.

Примечание. Энтальпия свежего пара 3383 кДж/кг; перед ЦСД 3608 кДж/кг; перед ЦНД-0,127 МПа. Энтальпия воды за ПВД определена при $p_B=28$ МПа; за деаэра

догрев. Для определения параметров пара за приводной турбиной принято $\eta_{п.т}=0,78$. Потери давления в паропроводе за приводной турбиной до смешения с потоком пара перед ЦНД главной 8%.

Задача 6.19. Выполнить расчет расходов пара на турбоустановку К-300-240 при нагрузке 60% от номинальной ($D'_0=0,6D_0$), используя данные о параметрах в отборах и в системе подогрева, полученные в задачах 6.17, 6.18 при $p_0=\text{const}$ (табл. 6.4). Определить возможность слива дренажа из ПВД № 1 и 2 в линию питательной воды за бустерным насосом, как это было при номинальном режиме (рис. 1.18).

Рассчитать мощность главной и приводной турбин. Определить относительное снижение удельного расхода теплоты.

У к а з а н и е. Принять неизменным:

а) количество пара, отводимого от штоков клапанов в деаэратор, $D_{шт}=0,735$ кг/с, в том числе от штоков клапанов ЦСД—0,17 кг/с, энтальпия пара $i_{шт}=3386$ кДж/кг;

б) количество пара и энтальпия пара из деаэратора на уплотнение вала $D_y=0,98$ кг/с; $i_y=2758$ кДж/кг;

в) расход пара из уплотнений в подогреватель $D_{п.у}=0,637$ кг/с; $i_y=2750$ кДж/кг.

Выбар из деаэраторов принять уменьшенным пропорционально расходу свежего пара, $D_{вып}=0,6 \cdot 245 \cdot 0,002=0,25$ кг/с; утечку пара и конденсата принять в размере 0,75 утечки для исходного режима, $D_{ут}=3,7$ кг/с. Количество питательной воды $W_{п.в}=150,7$ кг/с.

Принять неизменным приращение энтальпии воды в питательном насосе $h_{п.н}=38,1$ кДж/кг и в бустерном насосе $h_{б.н}=2,9$ кДж/кг; КПД приводной турбины принять $\eta_{м.т}=0,975$.

К-300-240 при нагрузке ~60%

Подогрев в пароохладителе, °С $\delta t_{ПО}$	Температура воды за паро- охладителем, °С	Недоохлажде- ние в ОД $\theta_{д}$, °С	Температура дренажа за ОД, °С	Энтальпия, кДж/кг	
				воды за пароохла- дителем	дренажа
3,3	239,8	—	213,3	1041,4	913,4
2,8	208,3	5	178,0	900,6	754,8
2,5	173	5	170	736,7	719,2
—	—	—	—	728,5	—
—	160,2	—	—	676,7	—
2,8	130,3	—	130	548,6	546,2
—	105,1	5	85,1	442,0	356,5
0,3***	80,1**	—	81,3	—	340,5
—	42,5	—	44,0	179,7	185,8
—	21,1	—	21,1	90,3	—

за ЦСД-2090 кДж/кг, то же после смешения с паром из ПТ-2915 кДж/кг. Давление пара тором при $p_1'=0,623$ МПа; за ПНД при $p_в=2,0$ МПа; дренажей при p_f .

Приращение энтальпии воды в точке смешения за ПНД № 7 при-
нять 1,2 кДж/кг. Расчет выполнить в значениях расходов с использо-
ванием данных табл. 6.4.

Ответ. Получено $D_1=9,804$ кг/с; $D_2=10,340$ кг/с. Энтальпия воды
перед питательным насосом при вводе в этой точке дренажа из подо-
гревателей П-1 и П-2 будет:

$$i_{б.н} = [(W_{п.в} - D_1 - D_2)(i_{в.д} - i_{б.н}) + (D_1 + D_2)i_{д2}] \frac{1}{W_{п.в}} =$$

$$= 690 \text{ кДж/кг.}$$

Температура воды перед питательным насосом при $p=1,6$ МПа
 $t_{б.н}=163,4$ °С; кавитационный запас составляет 37 °С. Энтальпия воды
за питательным насосом ~728,1 кДж/кг. Для дальнейшего расчета
принимается исходная схема. Результаты расчета сведены в табл. 6.5.
Мощность турбины $N'_t=185\,276$ кВт; эффективная мощность привод-
ной турбины $N'_п=5742$ кВт.

Расход теплоты на турбинную установку

$$Q'_0 = D'_0(i_0 - i'_{п.в}) + D^{III'} \Delta i^{III'} = 420\,076 \text{ кДж/с.}$$

Удельный расход теплоты $Q'_0/N'_0=2,29$. Снижение экономичности
в сравнении с номинальным режимом (задача 1.30)

$$100 \frac{\Delta q}{q} = \frac{2,29 - 2,220}{2,220} \cdot 100 = 3,15\%,$$

что соответствует графику на рис. 6.5.

Таблица 6.5. Определение внутренней мощности турбоустановки К-300-240 при нагрузке 60%

Отсек	Давление за отсеком, МПа	Энтальпия за отсеком, кДж/кг	Отбор из отсека, кг/с	Расход в отсеке, кг/с	Теплоперепад ΔH_j , кДж/кг	Мощность отсека, кВт
0	2,0	3386	0,565	147,000	0,0	—
I	3,63	3095	9,804	146,435	291	42612,6
II	2,34	3010	10,340	136,631	85	11613,6
	2,08	+598*	0,170	—	—	—
III	0,94	3374	0,451	126,121	234	29512,3
			16,358**			
IV	0,623	3265	6,394	109,312	109	11915,0
V	0,302	3085	5,245	102,918	180	18525,2
VI	0,130	2893	—11,626***	97,673	192	18753,2
VII	0,066	2742	8,164	109,299	157	17159,9
VIII	0,010	2514	3,351	101,135	228	23058,8
IX	0,0025	2390	—	97,184	124	12125,2

* Промперегрев

** На ПТН

*** Возврат от ПТН

Примечание. Внутренняя мощность $N_i = 185275,2$ кВт, мощность на зажимах $N_{\Sigma} = 183\,423$ кВт.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

7.1. Удельные расходы теплоты и топлива

Удельные расходы теплоты брутто и нетто турбинной установки конденсационной электростанции (ГРЭС) без отпуска теплоты внешним потребителям определяются [32] по выражениям

$$q_{т.у}^{бр} = \frac{D_0 (i_0 - i_{п.в}) + D^{пп} (i_y^{пп} - i_x^{пп})}{N_{Г} + N_{п.п} + N_{вд}}, \quad (7.1)$$

$$q_{т.у}^н = \frac{D_0 (i_0 - i_{п.в}) + D^{пп} (i_y^{пп} - i_x^{пп})}{N_{Г} + N_{вд} - \Sigma N_{с.п}^{э.п}}. \quad (7.2)$$

В (7.1), (7.2) $N_{Г}$ — мощность генератора; $N_{п.п}$, $N_{вд}$ — мощности питательных насосов и воздуходувок с турбоприводом; $\Sigma N_{с.п}^{э.п}$ — сумма мощностей, потребляемых приводными электродвигателями питательных или бустерных насосов, конденсатных, циркуляционных, масляных, дренажных насосов.

Удельные расходы теплоты брутто и нетто при теплоснабжении от турбинной установки внешних потребителей, а также при получении теплоты извне выражаются так:

$$q_{т.у}^{бр} = \frac{D_0 (i_0 - i_{п.в}) + D^{пп} (i_y^{пп} - i_x^{пп}) - \Sigma Q_{расх} + \Sigma Q_{прих}}{N_{Г} + N_{п.п} + N_{вд}}, \quad (7.3)$$

$$q_{т.у}^{\text{н}} = \frac{D_0 (i_0 - i_{п.в}) + D^{\text{пп}} (i_{г.}^{\text{пп}} - i_{х.}^{\text{пп}}) - \Sigma Q_{\text{расх}} + \Sigma Q_{\text{прих}}}{N_{\text{г}} + N_{\text{вд}} - \Sigma \Lambda_{\text{с}}^{\text{эл}}}, \quad (7.4)$$

где $\Sigma Q_{\text{расх}}$ включает теплоту, расходуемую на подогрев добавки питательной воды, на подогрев топочного воздуха в калориферах, на теплоснабжение промышленных потребителей, на отопление зданий и т. д., а также теплоту, расходуемую на сушку топлива; $\Sigma Q_{\text{прих}}$ включает теплоту, полученную в тракте промперегрева от выпрыскиваемой воды, в экономайзерах низкого давления, в паре из расширителей продувки и др. Каждое из слагаемых входит со своим знаком.

Расход топлива на выработку электроэнергии на блок в целом определяется по формуле

$$B = \frac{q_{т.у}^{\text{бр}} (N_{\text{г}} + N_{\text{п.п}} + N_{\text{вд}})}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{г.п}} \eta_{\text{к}} - (1 - \eta_{\text{к}}) \eta_{\text{т.п}} Q'_{\text{возд}}}, \quad (7.5)$$

где $Q'_{\text{возд}}$ — теплота пара, подводимая к воздуху, расходуемому на 1 кг топлива, кДж/кг; $\eta_{\text{к}}$ — КПД котла; $\eta_{\text{т.п}}$ — КПД теплового потока (транспорта).

Задача 7.1. Определить удельный расход теплоты и КПД брутто для турбоустановки К-300-240, рассмотренной в задачах 1.27, 1.28, 1.29. По результатам решения указанных задач ниже приводятся необходимые данные для расчета.

Свежий пар: расход $D_0 = 244,92$ кг/с; давление $p_0 = 23,5$ МПа; $t_0 = 560$ °С; энтальпия $i_0 = 3386$ кДж/кг. Пар перед промперегревателем $D^{\text{пп}} = 202,4$ кг/с; $i_x = 3006$ кДж/кг; то же после промперегрева, $t^{\text{пп}} = 565$ °С; $p^{\text{п.п}} = 3,47$ МПа; $i_{г.}^{\text{пп}} = 3597$ кДж/кг. Мощность турбины $N_{\text{г}} = 300\,000$ кВт; мощность питательного насоса $N_{\text{п.п}} = 9760,8$ кВт; мощность бустерного насоса $N_{\text{б.п}} = 636,5$ кВт; расход питательной воды $D_{\text{п.в}} = 249,82$ кг/с; энтальпия $i_{п.в} = 1177,3$ кДж/кг; $\Delta i^{\text{пп}} = 591$ кДж/кг.

Решение. Подставляя известные данные в (7.4), определяют количество теплоты, подведенной к турбинной установке:

$$Q_{т.у} = 244,92 (3386 - 1177,4) + 202,4 \cdot 591 = 660548,7 \text{ кВт.}$$

Удельный расход теплоты брутто находится по (7.3):

$$\begin{aligned} q_{т.у}^{\text{бр}} &= \frac{Q_{т.у} - (W_{п.в} - D_0) (i_{п.в} - i_{в.п})}{N_{\text{г}} + N_{\text{п.п}} + N_{\text{б.п}}} = \\ &= \frac{660548,7 - 5279,3}{300\,000 + 9760,8 + 636,5} = 2,111, \end{aligned}$$

де $5279,3 = (W_{п.в} - D_0) (i_{п.в} - i_{в.п}) = (249,82 - 244,92) (1177,4 - 100)$ — расход теплоты на подогрев добавки воды.

Коэффициент полезного действия турбоустановки брутто

$$\eta_{г.у}^{\text{бр}} = \frac{1}{q_{т.у}^{\text{бр}}} = \frac{1}{2,11} = 0,4737.$$

Задача 7.2. Определить тепловую нагрузку котла для блока с турбиной К-300-240, рассмотренной в задаче 7.1. Пользуясь результатами решения задачи 7.2, определить: КПД транспорта теплоты, расход топлива, КПД энергоблока брутто и нетто, а также удельный расход теплоты и удельный расход топлива на энергоблок. К турбинной установке подведено теплоты $Q_{т.у}=660548,7$ кВт. Принять КПД котла $\eta_k=92,5\%$; потери электроэнергии на собственные нужды энергоблока $\mathcal{E}_{с.н}=3\%$; потери давления в главных паропроводах от котла до турбины 6% и снижение температуры на 6°C . В паропроводах горячего и холодного промперегрева падение давления принять по $1,5\%$ и снижение температуры по 2°C . Принятые в расчете утечки в размере $2,0\%$ расхода свежего пара отнести к свежему пару, т. е. принять расход пара за перегревателем свежего пара

$$D_{к^{не}}=1,020D_0=1,020\cdot244,92=249,82 \text{ кг/с.}$$

Решение. Находим параметры свежего пара и промперегрева:

$$p_k^{не} = \frac{23,5}{0,94} = 25 \text{ МПа; } t_k^{не} = 560 + 6 = 566^\circ\text{C; } i_k^{не} = 3388 \text{ кДж/кг;}$$

$$p_{г.к}^{пп} = 3,90 \cdot 0,985 = 3,84 \text{ МПа; } t_{х.к} = 313 - 2 = 311^\circ\text{C;}$$

$$i_{х.к} = 2997 \text{ кДж/кг;}$$

$$p_{г.к}^{пп} = \frac{3,47}{0,985} = 3,52 \text{ МПа; } t_{г.к}^{пп} = 565 + 2 = 567^\circ\text{C;}$$

$$i_{г.к}^{пп} = 3602,3 \text{ кДж/кг.}$$

При определении энтальпий используем таблицы теплофизических свойств пара и воды [9].

Тепловая мощность котла составит (по расходу $D_{к^{не}}$):

$$Q_k^{не} = D_k^{не} (i_k^{не} - i_{п.в}) + D_{г.к}^{пп} (i_{г.к}^{пп} - i_{х.к}^{пп}) = 249,82 (3388,0 - 1177,4) + 202,4 (3602,3 - 2997,0) = 674464,7 \text{ кВт.}$$

Коэффициент полезного действия транспорта теплоты (теплового потока)

$$\eta_{т.п} = \frac{Q_{т.у}}{Q_k^{не}} = \frac{660548,7}{674764,7} = 0,979.$$

Расход теплоты топлива

$$Q_c = \frac{Q_k^{не}}{\eta_k} = \frac{674\,764}{0,925} = 729474,5 \text{ кВт.}$$

Коэффициент полезного действия энергоблока брутто

$$\eta_{ст} = \frac{N_{г.} + N_{п.н} + N_{б.н}}{Q_c} = \frac{310397,3}{729474,6} = 0,4255.$$

Удельный расход теплоты на энергоблок

$$q_{\text{ст}} = \frac{1}{\eta_{\text{ст}}} = \frac{1}{0,4255} = 2,3502.$$

КПД энергоблока нетто

$$\eta^{\text{н}}_{\text{ст}} = \eta_{\text{ст}} (1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}}) = 0,4255 (1,0 - 0,03) = 0,4127.$$

Удельный расход условного топлива (нетто) на энергоблок

$$b^{\text{н}}_{\text{ст}} = \frac{10^{\text{н}}}{29,3\eta^{\text{н}}_{\text{ст}}} = \frac{34,13}{0,4127} = 82,700 \text{ к/МДж [297,7 г/(кВт·ч)]}.$$

Примечание. Следует обратить внимание на то, что снижение температуры пара в паропроводах в большей мере происходит за счет дросселирования, а не из-за потерь теплоты.

Задача 7.3. При расчете турбинной установки К-800-240 получены [44] следующие данные. Параметры пара перед турбиной: $p_0 = 23,5$ МПа; $t_0 = 560$ °С; $i_0 = 3385,3$ кДж/кг; расход острого пара $D_0 = 663,84$ кг/с; расход пара через промперегреватель $D^{\text{пп}} = 563,29$ кг/с; энтальпия пара за ЦВД $i_x = 2967,0$ кДж/кг; энтальпия питательной воды $i_{\text{п.в}} = 1205,4$ кДж/кг; температура пара за ЦВД $t_x = 298$ °С; давление перед ЦСД $p_{\text{у}}^{\text{пп}} = 3,25$ МПа; температура пара перед ЦСД $t^{\text{пп}} = 540$ °С; энтальпия пара перед ЦСД $i^{\text{пп}} = 3543,7$ кДж/кг; давление пара за ЦВД $p_x^{\text{пп}} = 3,6$ МПа. КПД котла $\eta_{\text{к}} = 0,925$. Подведено теплоты в сетевой воде $Q_{\text{с.в}} = 20\,000$ кВт. Расход электроэнергии на собственные нужды $\mathcal{E}_{\text{с.н}} = 3\%$. Мощность главной турбины $N_{\text{г}} = 800\,000$ кВт; мощность приводной турбины с учетом питательного и бустерного насоса $N_{\text{п.т}} + N_{\text{б.н}} = 28\,215$ кВт.

Определить. 1. Количество теплоты $Q_{\text{т.у}}$, подведенной к турбинной установке, и теплоты $Q^{\text{э}}_{\text{т.у}}$ на производство электроэнергии.

2. Потери теплоты $Q_{\text{тр}}$ при транспорте пара, приняв утечку пара 1,5%; снижение температуры пара в паропроводе свежего пара $\Delta t = 6$ °С; потерю давления в паропроводе свежего пара $\Delta p = 1,5$ МПа; снижение температуры и давления в паропроводе горячего промперегрева $\Delta t_{\text{г}} = 2$ °С; $\Delta p_{\text{г}}^{\text{пп}} = 0,05$ МПа ($p_{\text{г}}^{\text{пп}} = 3,3$ МПа), то же — в линии холодного промперегрева, $\Delta t_{\text{х}} = 298 - 296 = 2$ °С.

3. Рассчитать расход теплоты топлива $Q_{\text{с}}$.

4. Определить показатели энергоблока: $\eta^{\text{бр}}_{\text{ст}}$, $\eta^{\text{н}}_{\text{ст}}$, $q^{\text{бр}}_{\text{ст}}$, $q^{\text{н}}_{\text{ст}}$, удельный расход условного топлива на энергоблок $b^{\text{н}}$.

Ответ. $Q_{\text{т.у}} = 1\,771\,954$ кВт; $Q^{\text{э}}_{\text{т.у}} = Q_{\text{т.у}} - Q_{\text{с.в}} - 0,015 D_0 (i_{\text{п.в}} - i_{\text{г.н}}) = 1\,740\,946,3$ кВт; $Q_{\text{тр}} = 27\,671$ кВт; $Q_{\text{ст}} = 1\,945\,540$ кВт; $\eta^{\text{бр}}_{\text{ст}} = 0,4257$; $q_{\text{с}}^{\text{бр}} = 2,349$; $\eta^{\text{н}}_{\text{ст}} = 0,3129$; $b^{\text{н}} = 82,66$ г/МДж [297,1 г/(кВт·ч)].

7.2. Расчет поправок на изменение параметров свежего пара, промперегрева

При нормировании показателей работы электростанций принимается, что параметры пара, питательной воды, циркуляционной воды и

другие выдерживаются в соответствии с характеристиками оборудования. В действительности имеются отклонения, и при анализе показателей за отчетный период важно выяснить, как отклонение того или иного параметра сказалось на результатах работы.

В табл. 9п (приложение) приведены нормативные поправки к расходу теплоты на отклонения некоторых параметров от номинальных [21, 26]. По мере уточнения характеристик отдельных агрегатов поправки конкретизируются по электростанциям и утверждаются к применению [38].

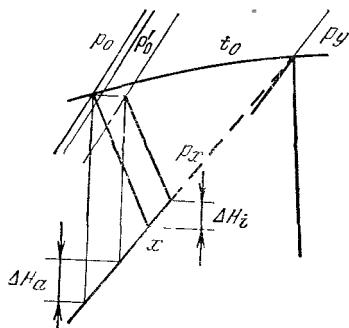


Рис. 7.1. К задаче о влиянии изменения давления свежего пара в схеме с промпарегревателем

При проведении испытаний вновь вводимого оборудования научно-исследовательская (наладочная) организация обычно согласовывает с поставщиком (фирмой) методику внесения поправок на возможные отклонения параметров (и схемы) от принятых при определении гарантийных показателей. Имеются попытки согласования международных норм и методик расчета поправок к результатам прямо-сдаточных испытаний [64].

Здесь рассмотрены примеры оценки поправок на отклонения параметров состояния на основе термодинамического анализа и использования некоторых общепринятых характеристик и зависимостей.

Задача 7.4. Оценить влияние снижения давления свежего пара перед турбиной на $\Delta p_0 = 0,1$ МПа для турбоустановки К-200-130 при условии, что расход пара через промпарегреватель не изменяется (рис. 7.1). Дано: $D_0 = 165$ кг/с; $p_0 = 12,75$ МПа; $p_x = 2,45$ МПа.

Решение. Воспользуемся формулой, приведенной в [57] для изменения внутренней мощности турбины с противодавлением при протекании процесса в области перегретого пара (при $D_0 = \text{const}$)

$$\Delta N_i = D_0 \eta_{oi} \Delta H_a = D_0 \eta_{oi} p_0 v_0 \left(\frac{p_x}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \frac{\Delta p_0}{p_0}. \quad (7.6)$$

По таблицам [9] находим $v_0 = 0,0281$ м³/кг.

Определяем показатель адиабаты k по [39]; при $p_0 = 12,75$ МПа, $t_0 = 565^\circ\text{C}$ $k = 1,281$. В решении задачи 1.25 получено $\eta_{oi} = 0,838$. Подставляя известные данные, будем иметь:

$$\begin{aligned} \Delta N_i &= 165 \cdot 0,838 \cdot 12,75 \cdot 10^6 \cdot 0,0281 \left(\frac{2,45}{12,75} \right)^{\frac{0,281}{1,281}} \frac{0,1}{12,75} = \\ &= 0,270 \cdot 10^6 \text{ Вт} \approx 270 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Вместе с этим изменяется и расход теплоты в свежем паре на $\Delta Q_0 = -\Delta N_1$.

Относительное изменение удельного расхода определяем по формуле

$$\frac{\Delta q}{q} = \left(\frac{\Delta Q_0}{Q_0} - \frac{\Delta N}{N} \right) \frac{1}{1 - \frac{\Delta N}{N}} \approx - \frac{\Delta N}{N} \frac{(1 - \eta_i)}{1 - \frac{\Delta N}{N}}. \quad (7.7)$$

Для турбоустановки К-200-130 значение η_i рассчитано в [40], $\eta_i = 0,460$. Подставляя, находим:

$$100 \frac{\Delta q}{q} = \frac{270}{200\,000} 0,54 \cdot \frac{100}{1 - \frac{270}{200\,000}} = 0,072\%.$$

что соответствует и данным табл. 9п.

Задача 7.5. Определить влияние потерь давления свежего пара $\Delta p = 0,1$ МПа при входе в турбоустановку К-300-240 при начальных параметрах: $p_0 = 23,5$ МПа; $t_0 = 560^\circ\text{C}$; давлении за ЧВД $p_x^{\text{пл}} = 3,98$ МПа; $v_0 = 0,01398$ м³/кг. Принять для ЧВД $\eta_{01} = 0,800$.

Расход пара на турбину $D_0 = 244,4$ кг/с; $\eta_i = 0,4757$. Расчет выполнить по (7.6) и (7.7). По [39] найдено $k = 1,302$.

Ответ. $\frac{\Delta q}{q} 100 = 0,0328\%$, что несколько больше, чем по табл. 9п.

Примечание. Обратим внимание на то, что по данным более поздних испытаний турбины К-300-240ЛМЗ, выполненных ЮО ОРГРЭС [53], которые в настоящее время являются нормативными, поправки на изменение давления пара для турбины К-300-240 при снижении давления оказываются значительно более низкими, а для нагрузок менее 208 МВт знак поправки меняется, как и ее величина.

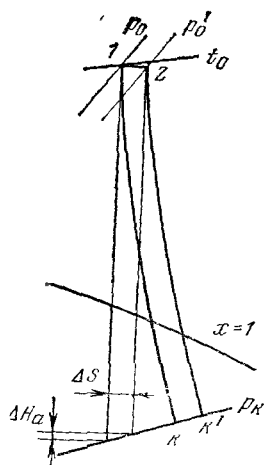


Рис. 7.2. К задаче об изменении давления свежего пара в схеме без промперегрева

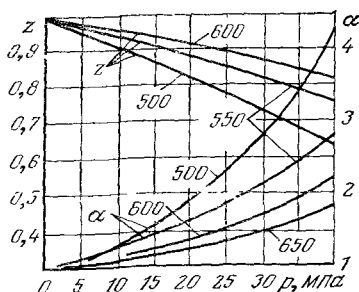


Рис. 7.3. К определению коэффициента $z = pv/RT$

Таким образом, поправки на потери давления должны определяться индивидуально для каждой турбоустановки.

Задача 7.6. Определить влияние потерь давления свежего пара для конденсационной турбины К-100-90 без промпрегрева при $p_0 = 8,8$ МПа. Принять потери давления $\Delta p = 0,1$ МПа.

Решение. Воспользуемся решением, приведенным в [43].

Рассматривая изменение состояния пара при переходе из точки 1 в точку 2 (рис. 7.2) и применяя выражение первого закона термодинамики, получим:

$$di = du + pdv + vdp = 0,$$

или

$$Tds = -vdp. \quad (7.8)$$

Пренебрегая влиянием малого изменения температуры при дросселировании, можно принять, что

$$\Delta s = -\frac{v\Delta p}{T_0} = -zR \left(\frac{\Delta p}{p} \right), \quad (7.9)$$

где $z = pv/RT$ — коэффициент сжимаемости, определяемый по рис. 7.3 [3].

Для конца процесса расширения в свою очередь получим:

$$\Delta H_a = -T_k \Delta s. \quad (7.10)$$

На основании (7.9) и (7.10) будем иметь:

$$\Delta H_a = T_k R z \left(\frac{\Delta p}{p} \right), \quad (7.11)$$

т. е. изменение полного внутреннего адиабатического теплоперепада пропорционально относительному изменению давления.

Изменение удельного расхода теплоты определится как

$$\frac{\Delta q}{q} = \frac{\Delta H_a \eta_{oi}}{H_{экр}} = \frac{\Delta H_a \eta_{oi}}{\eta_i (i_0 - i_{п.в})}, \quad (7.12)$$

где $H_{экр}$ — работа пара в турбине, отнесенная на 1 кг свежего пара.

В [40] рассчитаны значения $H_{экр}$ при соответствующих p_k и η_{oi} . Для турбоустановки К-100-90 в [40] получено $H_{экр} = \eta_i (i_0 - i_{п.в}) = 1034$ кДж/кг при $p_k = 3,6$ кПа; $\eta_{oi} = 0,83$.

Для подстановки в (7.11) и (7.12) находим $T_k = 300,32$ К; $z = 0,9$ и далее

$$100 \frac{\Delta q}{q} = \frac{0,9 \cdot 300,32 \cdot 0,4617 \cdot 0,83 \cdot 0,1}{1034 \cdot 8,8} 100 = 0,114\%.$$

Задача 7.7. Рассчитать влияние потерь давления свежего пара в турбоустановке К-100-90. По данным в [40] $H_{экр} = 1086$ кДж/кг; $\eta_{oi} = 0,835$; $p_k = 2,94$ кПа.

Ответ. $\frac{\Delta q}{q} 100 = 0,11.$

Задача 7.8. Определить приращение удельного расхода теплоты (топлива) на турбоустановку при снижении температуры свежего пара на 10 °С.

Исходные данные: $p_0=23,5$ МПа; $t_0=540$ °С; $p_{\text{х.нп}}=3,9$ МПа; $t_{\text{нп}}=540$ °С; $D_0=244,4$ кг/с; $N=300$ МВт; $\eta_i=0,4713$.

Расчет выполнить при условии, что расход пара через промперегреватель остается неизменным. Не учитывать также некоторое изменение потери давления в системе промперегрева. Принять $\eta_{oi}^{\text{ЧВД}}=0,8$.

Решение. Из рассмотрения рисунка 7.4 вытекает решение этой задачи. Изменение температуры пара представлено как результат наложения дополнительного цикла, работа которого представляет собой заштрихованную площадь $abcd$. КПД дополнительного цикла можно с большим приближением выразить как КПД цикла Карно в пределах температур T_0 и T_{2s} :

$$\eta_{\Delta} = 1 - \frac{T_{2s}}{T_0}. \quad (7.13)$$

Работа цикла

$$\Delta N = D_0 c_p \Delta T \left(1 - \frac{T_{2s}}{T_0} \right) \eta_{oi}. \quad (7.14)$$

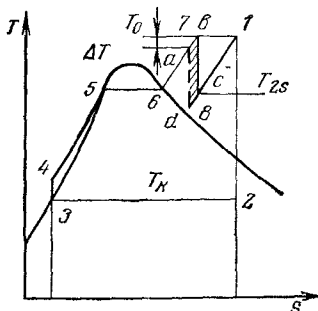


Рис. 7.4. К задаче о влиянии изменения температуры свежего пара

Изменение расхода теплоты в свежем паре $\Delta Q_0 = D_0 c_p \Delta T$ и изменение удельного расхода теплоты составит:

$$\frac{\Delta q}{q} \approx \left(\frac{\Delta N}{N} - \frac{\Delta Q_0}{Q_0} \right) = \frac{\Delta N}{N} (1 - \eta_i) = \frac{D_0 c_p \Delta T}{N} \left(1 - \frac{T_{2s}}{T_0} \right) (1 - \eta_i) \eta_{oi}. \quad (7.15)$$

Аналогичная формула вытекает из [3].

Для определения ΔN по (7.14) находим T_{2s} по i, s -диаграмме или по [9] при известной энтропии для параметров p_0, t_0 . Получено $T_{2s} = 538,6$ К, $T_0 = 540 + 273 = 813$ К, $c_p = 3,3$ кДж/(кг·К).

По (7.15)

$$\frac{\Delta q}{q} = 100 \frac{244,4 \cdot 3,3 \cdot 10}{300\,000} \left(1 - \frac{538,6}{813} \right) (1 - 0,4713) 0,8 = 0,384\%.$$

Полученная поправка выше, чем по табл. 9п, однако совпадает с характеристикой агрегата, приведенной в [53] по результатам испытания.

Задача 7.9. Рассчитать влияние потерь давления в системе промпрегрева в турбоустановке К-300-240 на 1% от давления перед ЦСД. Решение. Рассмотрим два подхода к решению.

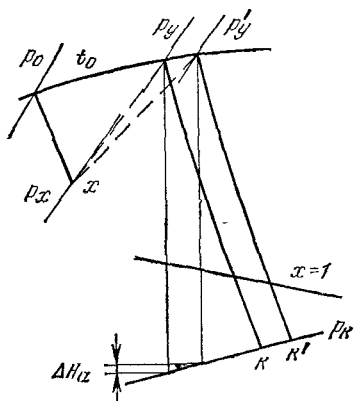


Рис. 7.5. К задаче о влиянии изменения потери давления в системе промпрегрева

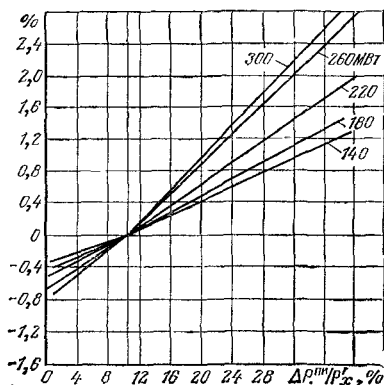


Рис. 7.6. Влияние потери давления в системе промпрегрева по [53]

1. Полагая, что вопрос возникает при проектировании турбоустановки, можно принять, что снижение давления смещает положение точки y в y' (рис. 7.5) без изменения положения точки x и без изменения расхода пара. В таком случае, принимая, что изменением энтальпии точки y можно пренебречь, как это принято и в [43], решением будет (7.11), в котором коэффициент z при $p_y = 3 \div 4$ МПа согласно рис. 7.3 можно принять равным единице ($z=1$). Из (7.11) получается, что на каждый процент потерь давления промпрегрева при глубоком вакууме ($\sim$ порядка 3 кПа) адиабатический теплоперепад в ЦСД+ЧНД снижается на

$$\Delta H_a = -300 \cdot 0,4617 \frac{1}{100} = -1,385 \text{ кДж/кг/1\%,}$$

а изменение удельного расхода теплоты составит:

$$\frac{\Delta q}{q} = - \frac{\alpha_{пп} \Delta H_a \eta_{oi}}{H_{экр}}. \quad (7.16)$$

Принимая по данным расчета в задаче 1.30 (табл. 1.5) $\alpha_{пп} = 0,8284$; $\eta_{oi} = 0,9$ и $H_{экр} = 1233,5$ кДж/кг и подставляя в (7.16), получим изменение удельного расхода теплоты в процентах на 1% увели-

ния потери давления в системе промежуточного перегрева без учета возможного влияния изменений в системе регенерации

$$100 \frac{\Delta q}{q} = \frac{0,8284 \cdot 1,385 \cdot 0,9}{1233,5} 100 = 0,084\%$$

Учетом влияние изменения энтальпии точки y . Приращение энтальпии можно оценить по выражению

$$\delta i_y = - \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T \delta p^{\text{пр}}. \quad (7.17)$$

Производная $\left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T$ находится по [39] для соответствующего давления p_y , t_y . Изменение подвода теплоты в промперегревателе составит:

$$\delta i^{\text{пр}} = \delta i_y,$$

и вместо (7.16) будет:

$$\frac{\Delta q'}{q} = \frac{\Delta q}{q} + \frac{\delta q}{q} = \frac{\alpha^{\text{пр}} \Delta H_a \eta_{oi}}{H_{\text{экр}}} + \frac{\alpha^{\text{пр}} \delta t_y (1 - \eta_i) \eta_{oi}}{H_{\text{экр}}}. \quad (7.18)$$

Для рассмотренного примера при $p_y = 3,5$ МПа, $t^{\text{пр}} = 540^\circ \text{C}$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T = - \frac{9,75}{10^3}, \text{ Дж/(кг} \cdot \text{Па)},$$

и на 1% потерь давления получим:

$$\delta i_y = -9,75 \cdot 0,035 \cdot 1 = 0,341 \text{ кДж/1\%},$$

$$\begin{aligned} 100 \frac{\delta q}{q} &= \frac{\alpha^{\text{пр}} \delta i_y (1 - \eta_i) \eta_{oi}}{H_{\text{экр}}} = \\ &= - \frac{0,8284 \cdot 0,341 (1 - 0,4713) 0,9}{1233,5} 100 = -0,010\%. \end{aligned}$$

Таким образом, поправка ощутима и в принципе должна быть внесена как при увеличении, так и при уменьшении потерь давления.

Изменение удельного расхода теплоты составит:

$$100 \frac{\Delta q'}{q} = +0,084 - 0,010 = +0,074\%.$$

По данным испытаний турбин К-300-240, приведенным в [53] и представленным на рис. 7.6, поправка к удельному расходу теплоты на 1% изменения потерь давления пара находится в пределах 0,072% при уменьшении, до 0,096% при увеличении потерь давления.

2. Полагаем, что расход пара в ЧСД не изменяется и давление перед ЧСД также остается прежним (рис. 7.7). Смещается точка x в положение x' . В этом случае нельзя пренебречь изменением подогрева воды в системе регенерации, так как повышение давления будет в точке x' , так и в вышестоящем отборе $x+1$, и в итоге энтальпия питательной воды будет возрастать.

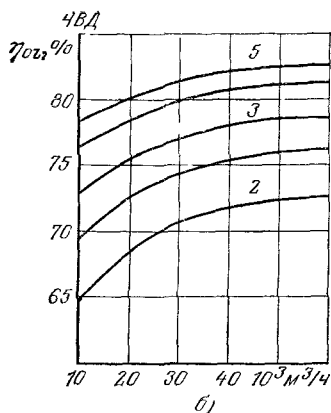
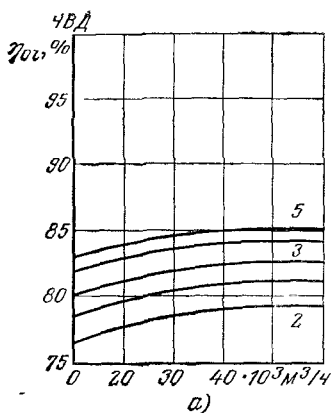


Рис. 1п. Зависимость η_{oi} ЧВД от объемного пропуска пара через отсек турбины и отношения давлений на входе в отсек и выходе.
а — с одновенечной; б — с двухвенечной регулирующей ступенью [28].

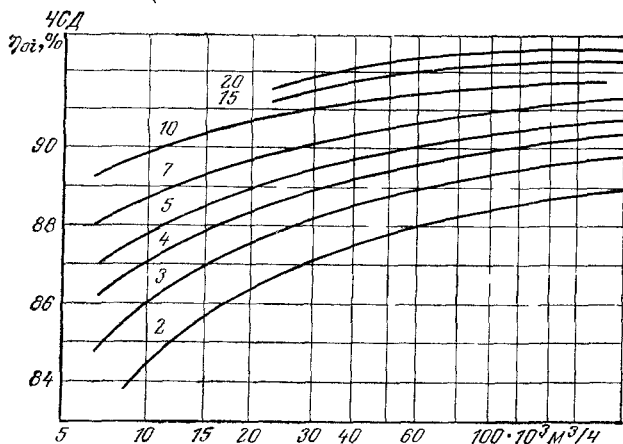


Рис. 2п. Зависимость η_{oi} ЧСД от объемного пропуска пара и отношения давлений при входе и выходе

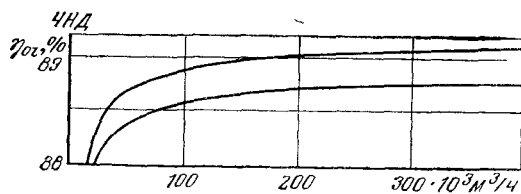


Рис. 3п. Зависимость η_{oi} ЧНД от объемного расхода пара и числа выхлопов (без учета влияния влажности пара и выходных потерь)

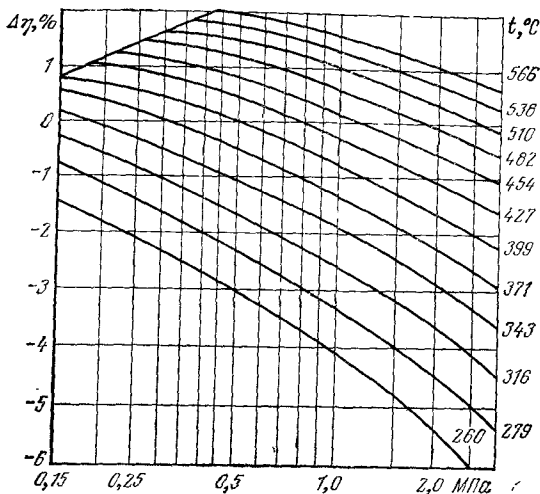
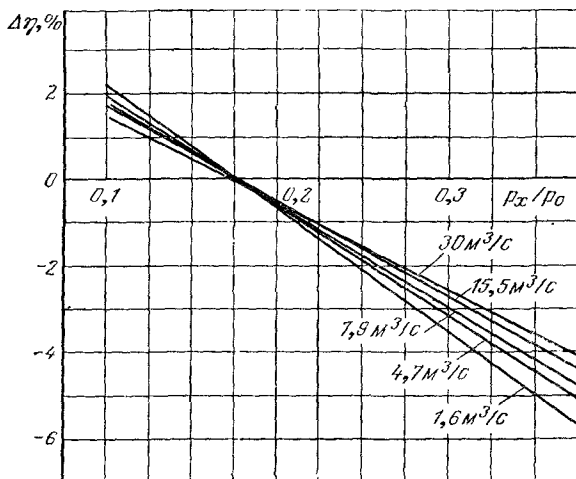


Рис. 4п. График поправки к η_{oi} ЧНД турбины, учитывающей конечную влажность пара (p, t — давление и температура перед ЧНД, $p_H = 5,1$ кПа)



перед ЧВД

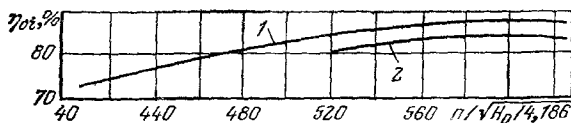


Рис. 6п. Зависимость η_{oi} для приводной турбины ОР-12ПВ от комплекса $n/\sqrt{K_0/4,19}$ (H_0 , кДж/кг) [46]:

1 — по состоянию перед соплами первой ступени; 2 — по состоянию перед стопорным клапаном при полностью открытых регулирующих клапанах

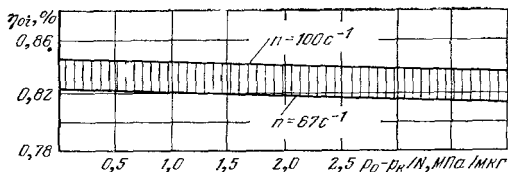


Рис. 7п. Зависимость η_{oi} для приводных турбин питательных насосов от комплекса $\frac{p_0 - p_k}{N_e}$ [33] (p_0, p_k — начальное и конечное давления; N_e — эффективная мощность приводной турбины)

Таблица 1п. Коэффициент $\beta = \frac{1}{1 - \Sigma \alpha y}$, [5]

Параметры свежего пара		Число ступеней подогрева, шт.	Температура питательной воды, °C	β
давление, МПа	температура, °C			
2,84	400—435	2—3	115—125	1,05—1,08
3,43	435	4	140—150	1,07—1,12
8,83	500—535	5	210—220	1,10—1,15
12,75	565	7	230—235	1,12—1,17
23,54	560—565	8—9	245—260	1,22—1,25

Таблица 2п. η_{oi} частей турбины и поправки Δ к ним

Часть турбины	Марка турбины				
	К-300-240	К-500-240	К-300-240	К-800-240	К-1200-2400
ЧВД	88,05	89,90	83,25	87,45	89,10
	$\Delta_1 = \frac{7,9}{Gv}$; Δ_2 по рис. 5п				
ЧСД	КПД определяется по рис. 2п				
	$\Delta = 1,85$	$\Delta = 3,0$	$\Delta = 3,0$	$\Delta = 4,0$	$\Delta = 2,6$
ЧНД	87,3	89,15	88,4	88,8	89,25
	$\Delta_1 = \frac{10}{Gv}$; Δ_2 по рис. 4п.				

Таблица 3л. Поправка Δi_a на отклонение от $p_k = 5,1$ кПа [6]

Поправка	Давление в конденсаторе, кПа							
	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5,1	5,5
Δi_a , кДж/кг	100	80	60	38	30	13	0	-8

Таблица 4л. Базовые КПД для ЧВД турбин АЭС

Показатель	Марка турбины		
	К-220-44	К-500-65/3000	К-800-65/1500
p_k	0,3	0,334	1,21
η_{tot}	0,83	0,84	0,84
			0,5 0,865

Таблица 5л. Значения η_{oi} для отсеков турбины ПТ и Т при номинальном режиме

Наименование	Марка турбины							
	ПТ-60-130-13	ПТ-135-130-15	Т-100-130	Т-175-130	Т-250-240			
Расход свежего пара D_o , кг/с	97,5	208	133,3	206,9	265,3			
На производство $D_{п}$, кг/с	38,9	88,9	—	—	—			
Давление p_n , МПа	0,98—1,57	1,18—2,06	—	—	—			
Отпуск теплоты Q_T , ГДж/ч	220	461	733	1131	1383			
Давление в регулируемом отборе: $p_{ат}$, МПа	—	0,09—0,25	0,06—0,25	0,06—0,30	0,06—0,2			
$p_{нт}$, МПа	0,07—0,25	0,04—0,12	0,05—0,2	0,05—0,2	0,05—0,15			
КПД отсеков*	η_{oi}	p_j	η_{oi}	p_j	η_{oi}	p_i	η_{oi}	p_i
η_{oi} ЧВД, % при p_j , МПа	80	3,9 2,1 1,3	79,2 81,5 83,8	— — —	80	9,4 4,9 3,3	67 74 82	18,5 10,0 5,5
η_{oi} ЧСД, % в отсеках при p_j , МПа	84	0,5 0,26 0,13 0,5 — — —	83 82 81,1 80,8 — — —	0,15 0,1 — — — — —	85 80 — — — — —	2,2 1,5 0,6 0,3 0,1 — 0,04	84,6 85 87 80,6 76 — 80	3,9 2,4 1,0 0,5 0,25 0,11 —
η_{oi} ЧНД, %	69	—	0	—	0	—	0	—

* В первом отсеке от p_n до p_n в остальных между p_{oi} и p_{j-1} . Давления в отборах и η_{oi} округлены.

Таблица 6п. Выходные потери для турбины типа К

Турбины ЛМЗ	Марка турбины					
	К-100-90	К-200-130	К 500-130	К-300-220	К-800-240	К-1200-240
h_B , кДж/кг	37	34	40	40	42	44
Турбины ХТГЗ	ВКТ-100	К-160-130	К-300-240	К-500-240	—	—
h_B , кДж/кг	36,7	39	39	39	—	—

Таблица 7п. Рекомендуемые исходные данные о параметрах регенеративной схемы турбоустановки [32]

Наименование	Блоки с базовой нагрузкой		Пиковая нагрузка
	Дешевое топливо	Дорогое топливо	
Количество ПВД	2	3(4)	2
Количество ПНД	4	4—5	3—4
Недогрев в зоне конденсации пара:			
за ПВД	12(8)	5	5
за ПНД	6(3)	2—3	3

Примечания:

1. Для всех ступеней подогрева остаточный перегрев пара за охладителем пара — 15°C .

2. Степень охлаждения дренажа $\Phi_D = 10^\circ \text{C}$.

3. Падение давления в паропроводе отбора $\Delta p = 11-n$, %; n — номер подогревателя при счете по ходу воды. Давление в деаэраторе $p_D = 0,6 \div 0,7$ МПа.

4. Коэффициент, учитывающий потери теплоты в подогревателях, $K=1 + \frac{n}{1000}$.

Т а б л и ц а 8п. Энергетические характеристики теплофикационных турбин [27]

Марка турбины, параметры p_0, t_0	Характеристика	Коэффициенты α, β
ПТ-60/75-130/13 $p_0 = 12,75$ МПа $t_0 = 565^\circ \text{C}$	$N_T = 0,528Q_T^{\text{от}} \alpha + 0,305Q_T^{\text{н}} \beta - \left(9,9 - \frac{Q_T^{\text{от}}}{20,9}\right);$ $Q_{\text{н}} = 16,3 + 2,33N - 1,315N_T + \Sigma Q_T;$	$\alpha = \left(\frac{0,118}{p_T}\right)^{0,14};$ $\beta = \left(\frac{1,275}{p_{\text{н}}}\right)^{0,34};$
ПТ-135/165-130/15 $p_0 = 12,75$ МПа $t_0 = 565^\circ \text{C}$	$N_T = 0,54Q_T^{\text{от}} \alpha + 0,283Q_T^{\text{н}} \beta - \left(21,9 - \frac{Q_T^{\text{от}}}{18,1}\right);$ $Q_0 = 20,95 + 1,955N - 0,94N_T + \Sigma Q_T;$	$\alpha = \left(\frac{1,118}{p_T}\right)^{0,14};$ $\beta = \left(\frac{1,47}{p_{\text{н}}}\right)^{0,34};$
Т-105/120-130 $p_0 = 12,75$ МПа $t_0 = 565^\circ \text{C}$	$N_T = 0,545(Q_T^{\text{от}} - 15,1)\alpha;$ $Q_0 = 107,1p_T + 2,33N - 1,315N_T + Q_T^{\text{от}};$	$\alpha = \left(\frac{0,098}{p_T}\right)^{0,14};$
Т-175/210-130 $p_0 = 12,75$ МПа $t_0 = 565^\circ \text{C}$	$N_T = 0,6(Q_T^{\text{от}} - 21,4)\alpha;$ $Q_0 = 198,9p_T + 2,316N - 1,3N_T + Q_T^{\text{от}};$	$\alpha = \left(\frac{0,098}{p_T}\right)^{0,14}.$

П р и м е ч а н и я: 1. N_T — мощность на тепловыделении, МВт.

2. $Q_T^{\text{от}}, Q_T^{\text{н}}$ — тепловое потребление в горячей воде и паре.

3. Q_0 — расход теплоты на турбину, МВт; $p_T, p_{\text{н}}$ в МПа.

Т а б л и ц а 9л. Поправки к удельному расходу теплоты

Марка тур- бины	Номинальные параметры		Поправки к расходу теплоты на отклонения, %				Поправка к мощ- ности по измене- нию P_k на ± 1 КПа, кВт
	P_0 , МПа	t_0 , °C/ $t_{лп}$, °C	для P_0 , t_0		на $\pm 10^\circ$ C температуры питательной воды	на $\pm 10^\circ$ C темпе- ратуры пара после промегрева	
			на $\pm 0,1$ МПа	на $\pm 10^\circ$ C			
К-30-240	23,5	560/565	$\pm 0,03(-0,03 \pm +0,05)$	$\mp 0,30(0,39)$	$\mp 0,42(0,28)$	$\pm 0,25(0,12)$	$\mp 2700(2760)$
К-200-130	12,75	565/565	$-0,06; +0,07$ $(-0,04; +0,05)$	$\mp 0,20(0,29)$	$\mp 0,30(0,30)$	$\mp 0,15(0,20)$	$\mp 1900(1900)$
К-150-130	12,75	565/565	$-0,04$ $+0,06$	$\mp 0,20$	$\mp 0,37$	$\mp 0,16$	∓ 1700
К-100-90	8,8	535	$-$ $+0,09$	$-0,22$ $+0,26$	$\mp 0,15$	$-$	∓ 940
ВКТ-100	8,8	535	$-0,07$ $+0,11$	$\mp 0,36$	$\mp 0,21$	$-$	∓ 1020
К-50-90	8,8	535	$-0,09$ $+0,08$	$\mp 0,30$	$\mp 0,22$	$-$	∓ 460
ВК-100-5	8,8	500	$-0,07$ $+0,11$	$\mp 0,36$	$\mp 0,24$	$-$	∓ 940
ВК-50-2	8,8	500	$-0,07$ $+0,11$	$\mp 0,39$	$\mp 0,32$	$-$	∓ 470
ВК-25-1	8,8	500	$-0,07$ $+0,11$	$\mp 0,40$	$\mp 0,19$	$-$	∓ 180

Примечание. В скобках указаны значения по типовым энергетическим характеристикам.

Список литературы

1. Аминов Р. З. К вопросу эффективности промышленных ТЭС с промперегревом. Изв. вузов. — Энергетика, 1975, № 7, с. 46—51.
2. Андрущенко А. И. Выбор экономической мощности проектируемых турбоагрегатов. Изв. вузов. — Энергетика, 1974, № 1, с. 54—56.
3. Андрущенко А. И., Змачинский А. В., Понятов В. А. Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС. М.: Высшая школа. 1974. 274 с.
4. Андрущенко А. И. Термодинамические расчеты оптимальных параметров тепловых электростанций. М.: Высшая школа. 1968. 230 с.
5. Промышленные тепловые электрические станции/ М. И. Баженов, А. С. Богородский, Б. В. Сазанов, В. И. Юренев; Под ред. Е. Я. Соколова. М.: Энергия, 1979; 294 с.
6. Бартлетт Р. Л. Тепловая экономичность и экономика паровых турбин. Государственное издательство. 1963. 350 с.
7. Основные результаты наладки и испытания системы регенерации низкого давления/ М. П. Белоусов, В. А. Пермяков, Э. П. Ситко, Ю. Д. Дмитриев, А. А. Кремлев, Н. А. Кульгин, Ю. П. Якушев — Труды ЦКТИ, вып. 94, Л.: 1969, с. 84—115.
8. Вукалович М. П., Новиков И. И. Техническая термодинамика. М.: Энергия, 1968. 408 с.
9. Вукалович М. П., Ривкин С. Л., Александров А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. М.: Изд-во стандартов. 1969. 408 с.
10. Гохштейн Д. П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. М.: Энергия. 1969. 368 с.
11. Гемелаури В. И., Везиришвили О. Ш. Опыт разработки и применения теплонасосных установок. — Теплоэнергетика, 1978, № 4, с. 22—25.
12. Горшков А. С. Техничко-экономические показатели тепловых электростанций. М.: Энергия, 1974. 240 с.
13. Гинзбург Г. В., Доброхотов В. И. Основные факторы, определяющие экономичность работы энергоблоков мощностью 300 МВт в широком диапазоне изменения нагрузок. — Теплоэнергетика, 1973, № 6, с. 2—7.
14. Гиршфельд В. Я., Князев А. М., Куликов В. Е. Режимы работы и эксплуатация ТЭС. М.: Энергия. 1980. 287 с.
15. Дополнения к Инструкции и методическим указаниям по нормированию удельных расходов топлива на тепловых электростанциях. М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1971. 210 с.
16. Дмитриев В. Е., Голущак М. О. Экономическая эффективность модернизации турбин К-160-130. — Энергетик, 1979, № 11, с. 2—4.
17. Испытания системы регенерации турбины К-300-240 ЛМЗ с одним смешивающим подогревателем низкого давления/ Г. И. Ефимов

мочкин, В. Л. Вербицкий, М. Д. Бельферман, С. Г. Шипилов, Б. М. Крохалев. — Электрические станции, 1977, № 2, с. 25—28.

18. Егоров В. Е. Об установке охладителя пара, отпускаемого на технические нужды. — Теплоэнергетика, 1975, № 6, с. 60—62.

19. Змачинский А. В. Зависимость КПД котлоагрегата от температуры питательной воды. — Электрические станции, 1961, № 5, с. 5—7.

20. Зусманович Л. Б., Флос С. Л. Влияние недогрева воды в регенеративных подогревателях на экономичность турбоустановок. — Электрические станции, 1967, № 2, с. 33—36.

21. Инструкция по составлению технического отчета о тепловой экономичности работы электростанций. М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1971. 80 с.

22. Развитие теплоэлектроцентралей на новом этапе/ В. П. Корытников, М. И. Гитман, Я. Н. Ковылянский, И. Я. Смирнов. — Электрические станции, 1979, № 11, с. 16—22.

23. Кузнецов А. М. Метод расчета выработки электроэнергии на тепловом потреблении. — Электрические станции, 1970, № 8, с. 31—33.

24. Калафати Д. Д. Основы теории регенеративных циклов паротурбинных установок высокого давления. Труды МЭИ, вып. XI, 1953, с. 40—69.

25. Казаров С. А., Михайлов С. Я. Повышение маневренности энергоблока 300 МВт в условиях режимных затруднений энергосистем. — Электрические станции, 1979, № 1, с. 15—20.

26. Капелович Б. Э. Эксплуатация паротурбинных установок. М.: Энергия, 1975, 286 с.

27. Качан А. Д. Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций. Минск: Высшая школа. 1978. 288 с.

28. Леонков А. М., Яковлев Б. В. Тепловые электрические станции. Дипломное проектирование. Минск: Высшая школа. 1978. 230 с.

29. Левада И. М. Замена трехступенчатого каскадного слива дренажа из ПНД турбины К-160-130 двумя одноступенчатыми каскадами — Энергетик, 1978, № 8, с. 26.

30. Лукницкий Б. В. Задачник по тепловым электрическим станциям. Г. Э. И., 1956. 232 с.

31. Мартыновский В. С. Тепловые насосы. М-Л.: Госэнергоиздат. 1955. 190 с.

32. Методика расчета тепловых схем паротурбинных установок на органическом топливе. РТМ, 108.021.101.75. НПО ЦКТИ: 1975, Л.: 1977. 52 с.

33. Никитин В. И., Орлов Г. Г. Выбор внутреннего относительного КПД паровых турбин для привода вспомогательного оборудования ТЭС. — В кн.: Повышение экономичности и надежности тепловых электрических станций. Вып. 3, Иваново: ИЭИ, 1974, с. 136—139.

34. Нормативные характеристики конденсационных установок паровых турбин типа К. М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1974, 84 с.

35. Отраслевой стандарт. ОСТ.108.271.17-76 подогреватели поверхностные низкого и высокого давления для систем регенерации стандартных паровых турбин. Л.: ЦКТИ. 1977. 22 с.

36. Наладочные тепловые испытания газотурбинной установки ГТ-100-750-2 ЛМЗ/ Г. Г. Ольховский, О. Н. Антонов, И. С. Бодров, А. И. Механиков. — Теплоэнергетика, 1972, № 6, с. 69—75.

37. Петелин Г. И. Регенеративный подогрев питательной воды. ГЭИ, 1932. 300 с.

38. Положение о согласовании нормативных характеристик оборудования и расчетных удельных расходов топлива. М.: СЦНТИ, ОРГРЭС, 1975. 38 с.

39. Ривкин С. Л., Александров А. Л., Кременевская Г. В. Термодинамические производные для воды и водяного пара. М.: Энергия, 1977. 262 с.

40. Рубинштейн Я. М., Щепетильников М. И. Расчет влияния изменений в тепловой схеме на экономичность электростанций. М.: Энергия. 1969. 222 с.

41. Рубинштейн Я. М., Щепетильников М. И. Исследование тепловых схем ТЭС и АЭС. М.: Энергоиздат. 1982. 270 с.

42. Рубинштейн Я. М. Исследование регенеративного процесса в паротурбинных установках. Известия ВТИ, 1929, № 1, 9, с. 26—49, 3—28.

43. Рубинштейн Я. М. Некоторые вопросы тепловой схемы электростанций высокого давления. — В кн.: Пар высокого давления в энергетике. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1950, с. 685—696.

44. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1976. 448 с.

45. Рыжкин В. Я., Кузнецов А. М. Анализ тепловых схем мощных конденсационных блоков. — М.: Энергия. 1972. 266 с.

46. Санджимитбин В. Д., Флос С. Л., Силютин Л. И. Испытания турбоприводов воздуходувок энергоблока 800 МВт. — Электрические станции, 1979, № 7, с. 17—19.

47. Сафронов А. П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям. М.: Энергия. 1968. с. 237.

48. Стерман Л. С., Покровский В. Н. Химические и термические методы обработки воды на ТЭС. М.: Энергия. 1981. 230 с.

49. Стерман Л. С., Щепетильников М. И., Мошкарин А. В. Влияние схемы включения испарительной установки в систему регенерации теплофикационных турбин на стоимость дистиллата. Известия вузов, Энергетика, 1976, № 9, с. 53—59.

50. Таран О. Е. Пути повышения экономичности работы Костромской ГРЭС. Электрические станции, 1979, № 10, с. 4—7.

51. Таблицы термодинамических свойств газов. М.-Л.: Госэнергоиздат. 1953. 266 с.

52. Теплотехнический справочник. Под общей ред. В. П. Юренева и П. Д. Лебедева. Изд. 2-е, т. I М.: Энергия. 1975. 744 с.

53. Типовая энергетическая характеристика турбоагрегата К-300-240 ЛМЗ. СПО ОРГРЭС, М.: 1976. 30 с.

54. Трояновский Б. М. Турбины для атомных электростанций. Изд. 2-е, М.: Энергия. 1978. 230 с.

55. Фролов В. В. К вопросу экономичности турбинной установки. Изв. вузов. — Энергетика, 1962, № 3, с. 53—57.

56. Повышение экономичности схемы концевых уплотнений питательных насосов/ П. С. Чегурко, А. М. Туркин, Ю. П. Гусихин, В. К. Маринин. — Электрические станции, 1974, № 1, с. 71—73.

57. Щегляев А. В. Паровые турбины. М.: Энергия. 1976. с. 357.

58. Щепетильников М. И. Расчет эффективности отключения ПВД для турбин с промежуточным перегревом. — В кн.: Повышение экономичности и надежности тепловых электрических станций. Иваново: ИЭИ, 1972, с. 81—88.

59. Щепетильников М. И. Влияние режимных факторов на коэффициенты ценности тепла. — Электрические станции, 1977, № 3, с. 41—44.

60. Щепетильников М. И. Влияние отклонений температуры промежуточного перегрева от расчетной на удельный расход тепла. — В кн.: Повышение экономичности и надежности тепловых электростанций. Иваново: ИЭИ, 1978, с. 89—95.

61. Щепетильников М. И., Орлов Г. Г. Об установке охладителя пара, расходуемого на сушку топлива. — Теплоэнергетика, 1969, № 5, с. 49—52.

62. Ястржембский А. С. Термодинамика и история ее развития. М.: Энергия. 1966. 666 с.

63. Chiantore G., Borgese D., Potter J. N. Optimizing of regenerative steamturbine cycle. — Trans. ASME, 1961, A 63, № 4.

64. Keller H. Eine Umrechnungssystematik für Abnahmemessungen and Dampfturbinen. — В. W. K., 1976, Bd 28.

65. Немцев З. Ф., Арсеньев Г. В. Теплоэнергетические установки и теплоснабжение. М.: Энергоиздат. 1982. 400 с.

66. Тепловые и атомные электростанции. Под ред. Л. С. Стермана. М.: Энергоиздат, 1982. 452 с.

67. Качан А. Д., Муковозчик Н. В. Техничко-экономические основы проектирования тепловых электрических станций. Минск: Высшейшая школа, 1983. 158 с.

68. Техничко-экономические основы выбора параметров конденсационных электростанций. Под ред. Л. С. Стермана. М.: Высшая школа, 1970. 278 с.

69. Качан А. Д., Яковлев Б. В. Справочное пособие по технико-экономическим основам ТЭС. Минск: Высшейшая школа, 1982. 318 с.

70. Расчет эффективности предварительного подогрева воздуха на электростанциях. РТИ 24.030.50-75. Л.: ЦКТИ, 1975. 60 с.

71. Руководящие указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций. М.: СПО Союзтехэнерго, 1982. 106 с.

72. Кузнецов Ю. Л. Надежность и экономичность оборудования тепловой электростанции. Киев: Техніка, 1977. 180 с.

Оглавление

Предисловие	3
Глава первая Тепловая экономичность и энергетические показатели. Энергетические характеристики основного оборудования ТЭС	5
11 Цикл Ренкина и его показатели Комбинированная выработка электроэнергии и теплоты	5
12 Энергетические характеристики турбоагрегата	12
13 Регенеративный подогрев питательной воды Теоретические основы	15
14 Реальные регенеративные схемы	20
15 Принципиальная тепловая схема турбоустановки и ее расчет	26
Глава вторая Расчет влияния изменений в тепловой схеме на экономичность турбоустановки	40
21 Метод расчета приращений потоков Определение относительного приращения КПД	41
22 Метод коэффициентов изменения мощности	55
23 Понятие коэффициента ценности теплоты	64
Глава третья Отпуск теплоты для промышленных и бытовых потребителей	70
31 Отопление зданий Температурный график Расчет мощности теплового потребления и расхода теплоты	70
32 Расчет сетевой подогревательной установки	83
33 Отпуск пара потребителям	89
Глава четвертая Вспомогательные устройства ТЭС	96
41 Установки для приготовления добавки питательной воды	96
42 Питательные насосы	106
43 Щелевые уплотнения	109
Глава пятая ТЭЦ при промышленных предприятиях. Использование вторичных энергетических ресурсов	114
51 Расчет экономии топлива от усовершенствования схемы ТЭЦ	114
52 Использование вторичных энергетических ресурсов	122
53 Применение тепловых насосов	122

Глава шестая Эксплуатационные режимы работы ТЭС, их оптимизация	128
6 1 Графики нагрузки энергосистем	128
6 2. Прохождение максимума и ночного провала графика нагрузки	134
6 3 Энергетические характеристики теплофикационных турбоагрегатов	145
6 4 Расчет тепловой схемы при частичной нагрузке	146
 Глава седьмая Техничко-экономические показатели электростанций	 152
7 1. Удельные расходы теплоты и топлива	152
7 2 Расчет поправок на изменение параметров свежего пара, промперегрева	155
Приложения	162
Список литературы	170

МИХАИЛ ИЛЬИЧ ЩЕПЕТИЛЬНИКОВ
ВЛАДИМИР ИЛЬИЧ ХЛОПУШИН

Сборник задач по курсу ТЭС

Редактор И. Н. Тамбиева
Редактор издательства А. А. Кузнецов
Технический редактор В. В. Хапаева
Корректор З. Б. Драновская
ИБ № 2630

Сдано в набор 17.01.83 **Подписано в печать 02.06.83** **Т-10593**
Формат 84 × 108¹/₃₂ **Бумага типографская № 3** **Гарнитура литературная**
Печать высокая **Усл. печ. л. 9,24** **Усл. кр.-отт. 9,56** **Уч.-изд. л. 10,96**
Тираж 8500 экз. **Заказ 3052** **Цена 35 к.**

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени
Первая Образцовая типография имени А. А. Жданова Союзполиграф-
прома при Государственном комитете СССР по делам издательств,
полиграфии и книжной торговли. Москва, М-54, Валовая, 28